

PUB-NO: DE019932967A1
DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 19932967 A1
TITLE: Damper mechanism used in clutch disc
assembly of vehicle
PUBN-DATE: February 3, 2000

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MIZUKAMI, HIROSHI

COUNTRY

JP

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

EXEDY CORP

COUNTRY

JP

APPL-NO: DE19932967

APPL-DATE: July 14, 1999

PRIORITY-DATA: JP19899998A (July 14, 1998)

INT-CL (IPC): F16D003/14, F16D013/64

EUR-CL (EPC): F16F015/129 ; F16F015/123

ABSTRACT:

CHG DATE=20001128 STATUS=O>Each damper mechanism (4,5) in a clutch disc assembly (1) has springs (7,8) compressed in the circumference direction when both input rotary body (2) and output rotary body (3) rotate. A friction suppression mechanism does not operate the friction mechanism (13) in the damper mechanism (5) when the second twist character step area against a twist vibration is below a predetermined torque. The clutch disc assembly consists

of the input rotary body, output rotary body, damper mechanisms, friction mechanism and friction suppression mechanism. Each damper mechanism has a second twist characteristic step area which has a higher rigidity compared to the first twist characteristic step area. The friction mechanism generates a friction drag in the second twist characteristic step area. The maximum twist angle of the input and output rotary bodies is set to 20 degrees or more.



⑮ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ Off nl ungungsschrift
⑩ DE 199 32 967 A 1

⑤ Int. Cl. 7:
F 16 D 3/14
F 16 D 13/64

⑳ Aktenzeichen: 199 32 967.2
㉔ Anmeldetag: 14. 7. 1999
㉕ Offenlegungstag: 3. 2. 2000

DE 199 32 967 A 1

③① Unionspriorität:
10-198999 14. 07. 1998 JP
⑦① Anmelder:
Exedy Corp., Neyagawa, Osaka, JP
⑦④ Vertreter:
Hofer, Schmitz, Weber, 81545 München

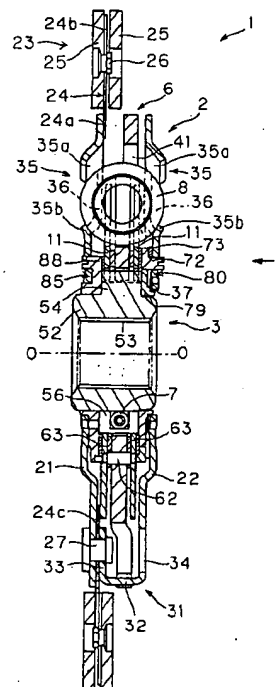
⑦② Erfinder:
Mizukami, Hiroshi, Neyagawa, Osaka, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Dämpfungsvorrichtung

⑤⑦ Eine Kupplungsscheibenanordnung umfaßt ein Eingangsdrehelement 2, ein Ausgangsdrehelement 3, Dämpfungsvorrichtungen 4 und 5, eine Reibungsvorrichtung 13 und eine Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung. Die Dämpfungsvorrichtungen 4 und 5 umfassen eine Vielzahl von elastischen Elementen 7 und 8, welche zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 angeordnet und in Umfangsrichtung zusammengedrückt werden, wenn sich die Elemente 2 und 3 relativ zueinander drehen. Die Dämpfungsvorrichtungen 4 und 5 weisen Torsionskennlinien in dem ersten Bereich und dem zweiten Bereich einer relativen Drehverschiebung auf, wobei die Dämpfungssteifigkeit innerhalb des zweiten Bereichs größer ist als in dem ersten Bereich. Die Dämpfungsvorrichtung 13 ist derart angepaßt, daß sie einen Reibungswiderstand (Hysteresedrehmoment) in dem zweiten Bereich der relativen Drehverschiebung innerhalb der Kupplungsscheibenanordnung erzeugt. Eine Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung stoppt einen Betrieb der Reibungsvorrichtung 13 in Reaktion auf Schwingungen mit lediglich einer Größe, welche eine relative Drehverschiebung innerhalb eines begrenzten vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs innerhalb des größeren zweiten Bereichs erzeugt.



DE 199 32 967 A 1

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Dämpfungsvorrichtung und insbesondere eine Dämpfungsvorrichtung zum Übertragen eines Drehmoments und Dämpfen einer Torsionsschwingung.

Eine Kupplungsscheibenanordnung, welche bei einer Kupplung eines Kraftfahrzeugs verwendet wird, weist generell Kupplungseingriffs- und Kupplungseingriffsloesefunktionen und Schwingungsdämpfungsmerkmale auf. Die Dämpfungsmerkmale umfassen typischerweise ein Aufnehmen und Dämpfen von Schwingungen, welche von dem Schwungrad übertragen werden.

Die Kupplungsscheibenanordnung umfaßt ein Paar von Eingangstellern, welche einander zugewandt sind, eine Ausgangsnabe, welche einstückig mit einem radial nach außen verlaufenden Flansch ausgestattet ist, und Spiralfedern, welche die Eingangsscheiben mit der Ausgangsnabe in der Umfangsrichtung verbinden. Die Spiralfedern liefern einige der Schwingungsdämpfungsmerkmale. Die paarweise angeordneten Eingangsteller sind durch Haltestifte an ihren Außenumfangsabschnitten aneinander befestigt, so daß sie sich zusammen als einzelne Struktur drehen können. Die Haltestifte verlaufen jeweils durch an dem Außenumfang des Flanschs ausgebildete Vertiefungen. Das Eingangstellerpaar kann sich relativ zu dem Flansch durch einen vorbestimmten Winkelbereich drehen, und die relative Drehung zwischen diesen ist durch einen Kontakt zwischen den Haltestiften und den Umfangsenden der Vertiefungen begrenzt. Wie oben beschrieben, koppeln die Haltestifte die paarweise angeordneten Eingangsteller zusammen und dienen ebenfalls dazu, eine relative Drehung zwischen den Eingangstellern und dem Flansch der Nabe zu begrenzen.

Der Haltestift muß einen vorbestimmten Durchmesser aufweisen und in Radialrichtung innerhalb der Außenumfänge der paarweise angeordneten Eingangsteller angeordnet sein. Infolge der obigen Anforderungen kann der relative Torsionswinkel zwischen dem Paar von Eingangstellern und dem Flansch nicht über einen bestimmten Winkelbereich bei der mit den Haltestiften arbeitenden Struktur hinaus vergrößert werden. Dies bedeutet, daß die Leistung der Spiralfedern selbst dann nicht voll genutzt werden kann, wenn die Spiralfedern eine hohe Festigkeit aufweisen, da der relative Torsionswinkel nicht ausreichend vergrößert werden kann. Um Getriebegeräusche und Dämpfungsgeräusche bei einem Antriebssystem während eines Fahrens zu verringern, ist es erforderlich, die Torsionssteifigkeit während einer Beschleunigung bzw. Verzögerung zu minimieren und dadurch eine Torsionsresonanzfrequenz des Antriebssystems auf einen Wert festzulegen, welcher niedriger ist als ein Betriebsgeschwindigkeitsbereich eines Motors. Um eine niedrige Torsionssteifigkeit und ein hohes Haltedrehmoment zu erreichen, ist es erforderlich, einen weiten Bereich für einen kleinen Torsionswinkel zu gewährleisten.

Es ist eine Aufgabe der Erfindung, eine Dämpfungsvorrichtung zu schaffen, welche einen ausreichend großen Torsionswinkel zwischen einem Eingangsdrehelement und einem Ausgangsdrehelement ermöglicht und dadurch Schwingungen während eines Fahrens unterdrücken kann.

Die Aufgabe wird durch die Merkmalskombination des Anspruchs 1, 3 bzw. 6 gelöst, die Unteransprüche haben vorteilhafte Ausgestaltungsformen zum Inhalt.

Gemäß einem Aspekt der vorliegenden Erfindung umfaßt eine Drehmomentübertragungs-Vorrichtung ein erstes Drehelement und ein zweites Drehelement, welches für eine begrenzte relative Drehung bezüglich des ersten Drehelements angepaßt ist. Eine Dämpfungsvorrichtung ist zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnet, wobei die

Dämpfungsvorrichtung eine Vielzahl elastischer Elemente aufweist, welche betriebsfähig zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnet sind. Die elastischen Elemente werden in Umfangsrichtung in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement zusammengedrückt. Die Dämpfungsvorrichtung ist derart angepaßt, daß sie Torsionsdämpfungs-Kennlinien innerhalb eines ersten Bereichs und eines zweiten Bereichs einer Winkelverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement aufweist, wobei die Dämpfungsvorrichtung einen größeren Steifigkeitsgrad in dem zweiten Bereich als in dem ersten Bereich aufweist. Eine Reibungsvorrichtung innerhalb der Dämpfungsvorrichtung ist derart angepaßt, daß sie einen Reibungswiderstand in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung innerhalb mindestens eines Abschnitts des zweiten Bereichs erzeugt. Eine zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnete Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung ist derart angepaßt, daß sie einen Betrieb der Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs innerhalb des zweiten Bereichs begrenzt, so daß eine erzeugte Reibung innerhalb des vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs verringert wird. Die Dämpfungsvorrichtung weist eine Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich von nicht mehr als 1,5 kpm/Grad (1,5 Kilopond · Meter pro Grad) auf.

Vorzugsweise ist die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien kleiner als 1,0 kpm/Grad. Jedoch liegt die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich vorzugsweise in einem Bereich von 0,6 kpm/Grad bis 0,8 kpm/Grad.

Vorzugsweise sind die Reibungsvorrichtung und die Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung derart angepaßt, daß ein erster Wert eines Hysteresedrehmoments in Reaktion auf geringe Schwingungen erzeugt wird, welche eine relative Drehverschiebung innerhalb des vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs innerhalb des zweiten Bereichs bewirken. Ein zweiter Wert eines Hysteresedrehmoments wird in Reaktion auf Schwingungen erzeugt, welche eine relativen Drehverschiebung bewirken, die größer ist als der vorbestimmte Winkelverschiebungsbereich innerhalb des zweiten Bereichs. Der erste Wert eines Hysteresedrehmoments ist kleiner als der zweite Wert eines Hysteresedrehmoments, so daß ein Verhältnis des ersten Werts zu dem zweiten Wert nicht größer als 0,15 ist.

Vorzugsweise ist das Verhältnis (erster Wert)/(zweiter Wert) nicht größer als 0,10.

Vorzugsweise liegt das Verhältnis von (erster Wert)/(zweiter Wert) in einem Bereich von 0,03 bis 0,05.

Vorzugsweise weist der erste Wert eines Hysteresedrehmoments einen Betrag von nicht größer als 0,20 kpm auf.

Vorzugsweise ist der erste Wert eines Hysteresedrehmoments nicht größer als 0,10 kpm.

Vorzugsweise liegt der erste Wert eines Hysteresedrehmoments in einem Bereich von etwa 0,04 kpm bis etwa 0,08 kpm.

Gemäß der Dämpfungsvorrichtung des obigen Aspekts wird ein herkömmlicher Haltestift nicht verwendet, und ein tellerartiger Kopplungsabschnitt wird zum Zusammenkoppeln des zweiten und des dritten Drehtellers sowie zum Beschränken des relativen Torsionswinkels des ersten Drehtellers auf den zweiten und den dritten Drehteller verwendet. Da der tellerartige Kopplungsabschnitt in Radialrichtung kürzer ist als der herkömmliche Haltestift, kann dieser an der in Radialrichtung äußersten Position jedes Drehtellers angeordnet werden. Folglich wird der zulässige Torsionswinkel einer Haltevorrichtung nicht durch das Fenster oder ähnliches verringert und kann ausreichend groß sein. Da der

zulässige maximale Torsionswinkel groß sein kann, kann die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien erheblich verringert werden. Folglich kann eine Torsionsresonanzfrequenz eines Antriebssystems auf unterhalb eines Betriebsgeschwindigkeitsbereichs eines Motors verringert werden. Wenn eine den vorbestimmten Winkel nicht überschreitende Torsionsschwingung der Dämpfungsvorrichtung in dem zweiten Bereich der Torsionsantwort zugeführt wird, so hält die Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung den Betrieb der Reibungsvorrichtung an, so daß ein großer Reibungswiderstand nicht auftritt. Folglich werden Getriebegeräusche und Dämpfungsgeräusche des Antriebssystems während eines Fahrens erheblich verringert.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung werden aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele in Verbindung mit der nachfolgenden Zeichnung ersichtlich. Es zeigt

Fig. 1 eine Querschnitts-Seitenansicht einer Kupplungsscheibenanordnung;

Fig. 2 eine Teilschnitt-Teilseitenansicht einer Kupplungsscheibenanordnung;

Fig. 3 eine Teilschnitt-Seitenansicht, welche Einzelheiten der in den **Fig. 1** und **2** dargestellten Kupplungsscheibe in einem etwas vergrößerten Maßstab darstellt;

Fig. 4 eine auseinandergezogene Seitenansicht eines Abschnitts, der in den **Fig. 1, 2** und **3** dargestellten Kupplungsscheibenanordnung;

Fig. 5 eine Teilseitenansicht eines Mittelabschnitts der Kupplungsscheibenanordnung in einem weiter vergrößerten Maßstab, welche Einzelheiten eines Eingriffs zwischen einer Nabe, einem getrennten Flansch und einem Zwischenteller darstellt;

Fig. 6 eine Teilseiten-Teilquerschnittsansicht eines Abschnitts der Kupplungsscheibenanordnung, welche Winkel zwischen verschiedenen Abschnitten davon darstellt, wobei die Winkel Torsionsverschiebungswinkel zwischen den jeweiligen Abschnitten der Kupplungsscheibenanordnung darstellen;

Fig. 7 eine Teilseiten-Teilquerschnittsansicht, welche einen weiteren Abschnitt der Kupplungsscheibenanordnung darstellt, welche weitere Winkel zwischen verschiedenen Abschnitten davon darstellt, wobei die Winkel Torsionsverschiebungswinkel zwischen den jeweiligen Abschnitten der Kupplungsscheibenanordnung darstellen;

Fig. 8 ein mechanisches Schaltbild, welches verschiedene Abschnitte einer Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung schematisch darstellt;

Fig. 9-18 weitere mechanische Schaltbilder, wobei jedes Schaltbild einen anderen Betriebszustand der Dämpfungsvorrichtung darstellt;

Fig. 19 ein Graph, welcher Torsionskennlinien einer Kupplungsscheibenanordnung darstellt, wobei spezifische Abschnitte des Graphen den Betriebszuständen der in den **Fig. 9-18** dargestellten Dämpfungsvorrichtung entsprechen; und

Fig. 20 ein Diagramm, welches Betriebsbeziehungen zwischen jeweiligen Torsionswinkeln der Kupplungsscheibenanordnung darstellt.

Fig. 1 ist ein Querschnitt einer Kupplungsscheibenanordnung **1** eines Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung. **Fig. 2** ist eine Seitenansicht derselben. Die Kupplungsscheibenanordnung **1** ist eine Leistungsübertragungsvorrichtung zur Verwendung bei einer Kupplungsdeckelanordnung bei einer Kupplungsvorrichtung eines Kraftfahrzeugs. Die Kupplungsscheibenanordnung ist zur Verwendung mit der Kupplungsdeckelanordnung gestaltet, um eine Kupplungsfunktion und eine Dämpfungsfunktion während Kupplungsbetätigungen zu liefern. Bei der Kupplungsfunk-

tion kann die Kupplungsdeckelanordnung dazu verwendet werden, die Kupplungsscheibenanordnung **1** mit einem (nicht dargestellten) Schwungrad zum selektiven Übertragen eines Drehmoments in Eingriff bzw. außer Eingriff zu bringen. Die Dämpfungsfunktion ist derart, daß Drehmomentänderungen, Schwingungen und plötzliche Änderungen der Drehmomentintensität durch Federn und andere Elemente der Kupplungsscheibenanordnung **1** in einer unten genauer beschriebenen Weise aufgenommen werden. In **Fig. 1** bezeichnet **0-0** eine Mittelachse einer (nicht dargestellten) Drehwelle, welche dazu gestaltet ist, mit der Kupplungsscheibenanordnung **1**, das heißt mit einer Drehachse davon, in Eingriff zu sein. Ein Motor und das Schwungrad (beide nicht dargestellt) sind auf der linken Seite in **Fig. 1** angeordnet, und ein (nicht dargestelltes) Getriebe ist auf der rechten Seite in **Fig. 1** dargestellt. **R1** bezeichnet eine Drehrichtung (positive Seite) der Kupplungsscheibenanordnung **1**, und **R2** bezeichnet eine Umkehrrichtung (negative Seite).

Die Kupplungsscheibenanordnung **1** ist im wesentlichen aus einem Eingangsdrehelement **2**, einem Ausgangsdrehelement **3** (Nabe) und einer Dämpfungsvorrichtung gebildet, welche zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement **2** und **3** angeordnet ist. Das Eingangsdrehelement **2** ist eine Anordnung, welche einen Kupplungsteller **21**, einen Halteteller **22** und eine Kupplungsscheibe **23** umfaßt. Das Ausgangsdrehelement **3** ist eine Nabe, welche für einen Eingriff mit einer Welle gestaltet ist, die eine Mittelachse **0-0**, dargestellt in **Fig. 1**, aufweist. Die Dämpfungsvorrichtung umfaßt erste Federn **7**, zweite Federn **8**, eine Reibungsvorrichtung **13** und weitere Elemente, welche in den **Fig. 1** bis **7** dargestellt und unten beschrieben sind.

Das Eingangsdrehelement **2** ist ein Element, welches mit einem Drehmoment von einem (nicht dargestellten) Schwungrad versorgt wird. Das Eingangsdrehelement **2** ist im wesentlichen aus dem Getriebeteller **21**, dem Halteteller **22** und der Getriebescheibe **23** gebildet. Der Getriebeteller und der Halteteller **22** sind beide aus gepreßten, kreisförmigen bzw. ringförmigen Metalltellern hergestellt und in Axialrichtung um eine vorbestimmte Distanz voneinander in Abstand angeordnet. Der Kupplungsteller **21** ist auf der Motorseite (bezüglich **Fig. 1**) angeordnet, und der Halteteller **22** ist auf der Getriebeseite (bezüglich **Fig. 1**) angeordnet. Der Kupplungs- und der Halteteller **21** und **22** sind durch tellerartige Kopplungsabschnitte **31**, welche unten beschrieben sind, miteinander verbunden, so daß der vorbestimmte Raum zwischen den Tellern **21** und **22** in Axialrichtung beibehalten wird und sich die Teller **21** und **22** zusammen als einzelne Einheit bzw. Anordnung drehen können.

Die Kupplungsscheibe **23** ist ein Reibungsabschnitt, welcher für einen Reibungseingriff mit dem (nicht dargestellten) Schwungrad gestaltet ist. Die Kupplungsscheibe **23** umfaßt einen gefederten Teller **24** und einen ersten und einen zweiten Reibungsbelag **25**. Der gefederte Teller **24** ist mit einem ringförmigen Abschnitt **24a**, einer Vielzahl von gefederten Abschnitten **24b**, welche an dem Außenumfang des ringförmigen Abschnitts **24a** ausgebildet sind und in Umfangsrichtung in Abstand voneinander (in Drehrichtung) angeordnet sind, und einer Vielzahl von Kopplungsabschnitten **24c** ausgebildet, welche in Radialrichtung nach innen ausgehend von dem ringförmigen Abschnitt verlaufen. Es existieren vier Kopplungsabschnitte **24c**, und jeder Kopplungsabschnitt **24c** ist an dem Kupplungsteller **21** durch einen Niet **27** befestigt. Die Reibungsbeläge **25** sind an den gegenüberliegenden Flächen jedes gefederten Abschnitts **24b** des gefederten Tellers **24** durch Nieten **26** befestigt.

Jeder Kupplungs- und Halteteller **21** und **22** ist an dessen Radialaußenabschnitt mit vier Fenstern **35** versehen, welche

gleichmäßig in Abstand voneinander in der Drehrichtung angeordnet sind. Jedes Fenster 35 ist an dessen Innen- und Außenumfängen jeweils mit geschnittenen und gebogenen Abschnitten 35a und 35b versehen. Die geschnittenen und gebogenen Abschnitte 35a und 35b sind dazu vorgesehen, eine Axial- und Radialbewegung der zweiten Feder 8, wie unten genauer beschrieben, zu beschränken. Jedes Fenster 35 ist ferner an dessen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden mit Kontaktabschnitten 36 versehen, welche in Kontakt mit benachbarten Enden der zweiten Feder 8 bzw. in deren Nähe sind.

Der Kupplungs- und der Halteteller 21 und 22 weisen mittige Öffnungen 37 an Innenumfängen davon auf. Das Ausgangsdrehelement 3 ist eine Keilnabe, welche mit einem in Axialrichtung verlaufenden zylindrischen Wulst 52 und einem in Radialrichtung von dem Wulst 52 ausgehenden Flansch 54 ausgebildet ist. Gegenüberliegende Enden des Wulstes 52 des Ausgangsdrehelements 3 verlaufen durch die mittigen Öffnungen 37. Der Innenumfang des Wulstes 52 bilden eine Keilöffnung 53, welche sich mit einer von dem (nicht dargestellten) Getriebe ausgehenden Welle in Eingriff befindet. Der Flansch 54 ist mit einer Vielzahl von Außenzähnen 54, welche in der Drehrichtung angeordnet sind, sowie mit Vertiefungen 56 oder ähnlichem zum Aufnehmen der ersten Federn 7, wie unten beschrieben, versehen. Die Vertiefungen 56 sind an zwei diametral gegenüberliegenden Positionen angeordnet.

Ein getrennter Flansch 6 ist ein ringförmiges Teller-element, welches in Radialrichtung außerhalb des Ausgangsdrehelements 3 zwischen dem Kupplungs- und dem Halteteller 21 und 22 angeordnet ist. Der getrennte Flansch 6 ist elastisch mit dem Ausgangsdrehelement 3 in der Drehrichtung über einen Kontakt mit den ersten Federn 7 verbunden, und er ist ferner elastisch mit dem Eingangsdrehelement 2 durch einen Kontakt mit den zweiten Federn 8 verbunden.

Wie in Fig. 5 genauer dargestellt, ist der getrennte Flansch 6 an dessen Innenumfang mit einer Vielzahl von Innenzähnen 59 ausgestattet. Jeder dieser Innenzähne 59 verläuft zwischen benachbarten Paaren der Außenzähne 55 und ist in einem torsionsfreien Zustand (kein Drehmoment bzw. keine Torsion, welche auf die Kupplungsscheibenanordnung 1 angewandt ist) von den Außenzähnen 55 um einen vorbestimmten Winkel in der Drehrichtung in Abstand angeordnet. Die Außen- und die Innenzähne 55 und 59 können miteinander in der Drehrichtung in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem Wulst 52 und dem getrennten Flansch 6 in Kontakt gelangen. So bilden die Außen- und die Innenzähne 55 und 59 einen ersten Stop 9 zum Beschränken eines Torsionswinkels (einer relativen Drehverschiebung) zwischen dem Eingangsdrehelement 3 und dem getrennten Flansch 6. Ein erster Torsionswinkel 1 wird zwischen jedem Ausgangszahn 55 und dem Innenzahn 59 auf jeder der in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten des Zahns 55 gehalten. Der erste Torsionswinkel 1 zwischen jedem Außenzahn 55 und dem benachbarten Innenzahn 59 auf der Seite R1 beträgt etwa 2 Grad, und der erste Torsionswinkel 1 zwischen jedem Außenzahn 55 und dem benachbarten Innenzahn 59 auf der Seite R2 beträgt etwa 5 Grad. Es sei darauf hingewiesen, daß der erste Torsionswinkel 1 die gesamte relative Drehverschiebung zwischen der Eingangsdrehwelle 3 und dem getrennten Flansch 6 darstellt, wobei es insgesamt 7 Grad sind. Jedoch sind, wie in Fig. 5 dargestellt, bei der Kupplungsscheibenanordnung 1 im Ruhezustand, ohne Anwendung eines Drehmoments bzw. einer Torsion darauf, Innenzähne 59 in Umfangsrichtung außermittig bezüglich den benachbarten Zähnen 55. Daher ist der erste Torsionswinkel 1 größer auf einer Seite jedes Zahns 55 als auf der anderen.

Der getrennte Flansch 6 ist an dessen Innenumfang mit Vertiefungen 67 versehen, welche jeweils den Vertiefungen 56 des Flansches 54 entsprechen. Jede der ersten Federn 7 (insgesamt zwei) ist in jeder Vertiefung 56 und der Vertiefung 67, welche dieser entspricht, angeordnet. Die ersten Federn 7 sind weniger steife bzw. weiche Spiralfedern gegenüber den zweiten Federn 8 (die ersten Federn 7 weisen eine niedrigere Federkonstante als die zweiten Federn 8 auf), und die beiden ersten Federn 7 arbeiten parallel. Jede erste Feder 7 weist in Umfangsrichtung gegenüberliegende Enden auf, welche sich mit in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden 57 und 68 der Vertiefungen 56 und 67 in Eingriff befinden. Gemäß der obigen Struktur werden die ersten Federn 7 in der Drehrichtung durch einen Bereich des ersten Torsionswinkels 1 zusammengedrückt, wenn sich das Ausgangsdrehelement 3 und der getrennte Flansch 6 relativ zueinander drehen. Obwohl nicht dargestellt, könnten Federauflagen an jedem Ende jeder Feder 7 angeordnet sein und dadurch die gegenüberliegenden Enden 57 und 68 der Vertiefungen 56 und 67 berühren.

Der getrennte Flansch 6 ist mit in Umfangsrichtung gleichmäßig in Abstand angeordneten vier Fenstern 41 versehen. Jedes Fenster 41 ist länglich in der Drehrichtung. Jedes Umfangsende jedes Fensters 41 bildet einen Kontaktabschnitt 44 (bezeichnet in Fig. 3). Jedes Fenster 41 bildet ferner einen Außenumfangsabschnitt 45 auf der Radialaußenseite davon und einen Innenumfangsabschnitt 46 auf der Radialinnenseite. Der Außenumfangsabschnitt 45 weist bogenförmige Abschnitte auf und verläuft kontinuierlich in Umfangsrichtung, um die Radialaußenseite des Fensters 41 zu schließen. Das Fenster 41 kann alternativ einen Außenumfangsabschnitt aufweisen, welcher teilweise in radial nach außen geöffnet ist.

Der getrennte Flansch 6 ist ebenfalls mit Vertiefungen 42 versehen, welche sich zwischen den in Umfangsrichtung benachbarten Fenstern 41 befinden. Jede Vertiefung 42 weist eine radial nach außen auseinanderlaufende Form auf, und Kantenflächen 43 sind jeweils an deren in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten ausgebildet.

Der getrennte Flansch 6 ist mit Vorsprüngen 49 versehen, welche radial außerhalb des Fensters 41 angeordnet sind. Jeder Vorsprung 49 weist einen vorstehenden Abschnitt auf, welcher radial nach außen ausgehend von einem Ausgangsumfang 48 des getrennten Flansches 6 verläuft. Jeder Vorsprung 49 ist länglich in der Drehrichtung und mit Stoppflächen 50 versehen. Jeder Vorsprung 49 weist eine kürzere Umfangslänge als das Fenster 41 auf und ist in Umfangsrichtung bezüglich eines mittleren Mittenabschnitts des Fensters 41 versetzt. So ist jedes Paar von Stoppflächen 50 jedes einzelnen Vorsprungs 49 in Umfangsrichtung bezüglich der benachbarten Kantenflächen 43 der benachbarten Vertiefungen 42 versetzt. Anders ausgedrückt ist eine Stoppfläche 50 eines Vorsprungs 49 näher an der benachbarten Fläche 43 als die andere Stoppfläche 50 an deren benachbarten Fläche 43 ist. Anders ausgedrückt, weist jedes Fenster 41 Kontaktabschnitte 44 auf. Der Vorsprung 49 ist in Umfangsrichtung bezüglich einer zwischen Kontaktabschnitten 44 eines einzelnen Fensters 41 definierten Mitte versetzt. Daher sind die Stoppflächen 50 nicht symmetrisch bezüglich der Kontaktabschnitte 44 dieses einzelnen Fensters 41. Alternativ können, wenn die Fenster 41 mit in Radialrichtung offenen Außenabschnitten ausgebildet sind, die Stoppflächen 50 mit Vorsprüngen ausgebildet sein, welche von den Kontaktabschnitten 44 ausgehen.

Die obige Struktur des getrennten Flansches wird nun unten in einer anderen Weise beschrieben. Der getrennte Flansch 6 weist einen ringförmigen Abschnitt an einer Radialinnenseite davon und ferner eine Vielzahl von Vorsprün-

gen 47 auf, welche ausgehend von dem ringförmigen Abschnitt radial nach außen verlaufen (siehe Fig. 3, 6 und 7). Bei diesem Ausführungsbeispiel sind die Vorsprünge 47 vier an der Zahl und gleichmäßig in Drehrichtung (Umfangsrichtung) voneinander in Abstand angeordnet. Jeder Vorsprung 47 ist länglich in der Drehrichtung und einstückig mit einem der oben beschriebenen Fenster 41 ausgestattet. Jedes Fenster 41 belegt 70% oder mehr einer Fläche des Vorsprungs 47 und ist in einem Hauptabschnitt des Vorsprungs 47 ausgebildet.

Von einem weiteren Gesichtspunkt aus betrachtet ist jeder Vorsprung 47 aus zwei in Radialrichtung verlaufenden Fensterabschnitten 91 auf den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten (siehe Fig. 7) und einem Radialaußenfensterabschnitt 92 gebildet, welcher die Radialaußenenden der in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seitenrahmenabschnitte 91 verbindet. Die Umfangsinnenseite jedes Seitenrahmenabschnitts 51 bildet den Kontaktabschnitt 44, und die Umfangsaußenseite davon bildet die Kantenfläche 43. Die Radialinnenseite des Radialaußenrahmenabschnitts 92 bildet den Außenumfangsabschnitt 45, und die Radialaußenseite davon bildet den Außenumfang 48. Der Vorsprung 49, welcher oben beschrieben ist, ist auf dem Außenumfang 48 ausgebildet. Die Vertiefung 42, welche oben beschrieben ist, befindet sich in einem Raum zwischen den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seitenrahmenabschnitten 91 der Vorsprünge 47, welche zueinander in der Drehrichtung benachbart sind.

Die zweite Feder 8 ist ein elastisches Element, das heißt eine Feder, welche in der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung 1 verwendet wird. Jede zweite Feder 8 ist aus einem Paar von Koaxialspiralfedern gebildet. Jede zweite Feder 8 ist größer als die erste Feder 7 und weist eine größere Federkonstante als die ersten Federn 7 auf. Jede zweite Feder 8 ist in den Fenstern 41 und 35 angeordnet. Die zweite Feder 8 ist in Umfangsrichtung lang und verläuft durch das Fenster 441. So kann die zweite Feder 8 innerhalb eines Umfangswinkels im wesentlichen gleich einem Umfangswinkel B des Fensters 41, wie unten genauer beschrieben, zusammengedrückt werden. Die in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden jeder zweiten Feder 8 sind in Kontakt mit den Kontaktflächen 36 und den Kontaktabschnitten 44 des Fensters 41 bzw. in deren Nähe. Das Drehmoment der Teller 21 und 22 kann auf dem getrennten Flansch 6 durch die zweiten Federn 8 übertragen werden. Wenn sich die Teller 21 und 22 relativ zu dem getrennten Flansch 6 drehen, so werden die zweiten Federn 8 zwischen diesen zusammengedrückt. Genauer wird jede zweite Feder 8 in der Drehrichtung zwischen der Kontaktfläche 36 und dem Kontaktabschnitt 44, welche der Kontaktfläche 36 in Umfangsrichtung gegenüberliegt, zusammengedrückt. Bei diesem Vorgang arbeiten die vier zweiten Federn 8 parallel. Bei einem freien Zustand, in welchem keine Torsion zwischen dem getrennten Flansch 6 und den Tellern 21 und 22 vorhanden ist, ist der Radialinnenabschnitt jedes der in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der zweiten Feder 8 in Kontakt mit dem Kontaktabschnitt 44 bzw. in dessen Nähe, jedoch ist der Radialaußenabschnitt jedes der in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden geringfügig von dem Kontaktabschnitt 44 in Abstand angeordnet.

Der Halteteller 22 ist an dessen Außenumfang mit vier tellerartigen Kopplungsabschnitten 31 versehen (siehe Unterseite von Fig. 1), welche gleichmäßig voneinander in der Drehrichtung in Abstand angeordnet sind. Die tellerartigen Kopplungsabschnitte 31 verbinden die Kupplungs- und Halteteller 21 und 22 miteinander und bilden einen Abschnitt des Stopps in der Kupplungsscheibenanordnung 1, wie unten beschrieben. Jeder tellerartige Kopplungsabschnitt 31 ist

ein mit dem Halteteller 22 einstückiges Tellersegment und weist eine vorbestimmte Breite in der Drehrichtung auf. Die tellerartigen Kopplungsabschnitte 31 sind in Entsprechung zu Positionen zwischen den Fenstern 41, das heißt in Entsprechung zu den Vertiefungen 42 angeordnet. Jeder tellerartige Kopplungsabschnitt 31 ist mit einem Stoppabschnitt 32 ausgebildet, welche in Axialrichtung von dem Außenumfang des Haltetellers 22 ausgeht, und mit einem Befestigungsabschnitt 33, welcher in Radialrichtung ausgehend von dem Ende des Stoppabschnitts 32 nach innen verläuft. Der Stoppabschnitt 32 verläuft hin zu dem Kupplungsteller 21 ausgehend von dem Ausgangsumfang des Haltetellers 22. Der Befestigungsabschnitt 33 ist an dem Ende des Stoppabschnitts 32 in Radialrichtung nach innen gebogen. Der tellerartige Kopplungsabschnitt 31, welcher oben beschrieben ist, ist einstückig mit dem Halteteller 22 und weist im wesentlichen die gleiche Dicke auf wie der Halteteller 22. Daher weist der Stoppabschnitt 32 eine geringe Radialbreite entsprechend der Dicke des Haltetellers 22 auf. Der Stoppabschnitt 32 weist Stoppflächen 51 auf dessen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten auf. Die Radialposition des Befestigungsabschnitts 32 entspricht dem Radialaußenabschnitt des Fensters 41, und die Umfangsposition davon ist zwischen den beiden Fenstern 41, welche in der Drehrichtung zueinander benachbart sind. Folglich sind die Befestigungsabschnitte 33 jeweils in Entsprechung zu den Vertiefungen 42 in dem getrennten Flansch 6 angeordnet. Die Vertiefung 42 ist größer als der Befestigungsabschnitt 33. Daher können sich die Befestigungsabschnitte 33 jeweils durch die Vertiefungen 42 bewegen, wenn der Halteteller 22 axial zu dem Kupplungsteller 21 hin bei einem Montagevorgang bewegt wird. Jeder Befestigungsabschnitt 33 ist parallel zu dem Kopplungsabschnitt 24c des gefedernten Tellers 24 und ist in Kontakt mit der Fläche davon auf der Getriebeseite. Der Befestigungsabschnitt 33 ist mit einer Öffnung 33a versehen, in welche der vorhergehende Niet 27 eingepaßt ist. Jeder Niet 27 verbindet den Befestigungsabschnitt 33, den Kupplungsteller 21 und den gefedernten Teller 22 steif miteinander. Der Halteteller 22 ist mit Stemmöffnungen 34 an Positionen jeweils entsprechend den Befestigungsabschnitten 33 versehen. Nachfolgend wird ein aus den Stoppabschnitten 32 der tellerartigen Kopplungsabschnitte 31 und den Stoppflächen 50 der Vorsprünge 49 gebildeter zweiter Stopp 10 beschrieben. Der zweite Stopp 10 ist eine Vorrichtung zum Begrenzen einer relativen Drehung zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Eingangsdrehelement 2 auf einen Torsionswinkel 4. Die zweiten Federn 8 werden zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Eingangsdrehelement 2 durch einen Torsionswinkel 4 zusammengedrückt.

In einer Draufsicht in Fig. 2, 3, 6 und 7 ist jeder tellerartige Kopplungsabschnitt 31 in einer Position in Umfangsrichtung zwischen zwei benachbarten Fenstern 41 innerhalb der Vertiefung 42 und in Umfangsrichtung zwischen den beiden Vorsprüngen 49 angeordnet. Die Stoppflächen 51 jedes tellerartigen Kopplungsabschnitts 31 sind in Radialrichtung außerhalb des Außenumfangs 48 des getrennten Flansches 6 angeordnet. Der Stoppabschnitt 32 und der Vorsprung 49 befinden sich im wesentlichen in den gleichen Radialpositionen. Daher können der Stoppabschnitt 32 und der Vorsprung 49 in Kontakt miteinander gelangen, wenn der Torsionswinkel zwischen dem getrennten Flansch 6 und den Tellern 21 und 22 auf einen Winkel entsprechend dem Torsionswinkel 4 vergrößert wird. Wenn die Stoppfläche 51 des Stoppabschnitts 32 in Kontakt mit der Stoppfläche 50 des Vorsprungs 49 ist, so ist der Stoppabschnitt 32 in Radialrichtung außerhalb des Vorsprungs 47 des getrennten Flansches 6 und daher in Radialrichtung außerhalb des Fensters 41 an-

geordnet. So kann sich jeder Stoppabschnitt 32 zu einer Position in Radialrichtung außerhalb der Umfangsinnenabschnitte des Vorsprungs 47 und des Fensters 41 bewegen.

Vorteile des zweiten Stopps 10, welcher oben beschrieben ist, sind wie folgt. Da jeder Stoppabschnitt 32 eine tellerartige Form aufweist, ist dessen Umfangswinkel bzw. Winkelänge kleiner als der herkömmliche Haltestift. Die Radiallänge des Stoppabschnitts 32 ist bedeutend kürzer als der herkömmliche Haltestift. So ist die Radiallänge des Stoppabschnitts 32 im wesentlichen gleich der Dicke des Tellers 21 bzw. 22. Dies bedeutet, daß die wesentliche Radiallänge des zweiten Stopps 10 auf einen kurzen Wert entsprechend der Dicke des Tellers 21 bzw. 22 beschränkt ist.

Jeder Stopperabschnitt 32 ist in den Außenumfangsabschnitten, das heißt den in Radialrichtung äußersten Abschnitten der Teller 21 und 22 angeordnet und befindet sich in Radialrichtung außerhalb des Vorsprungs 47 und insbesondere des Außenumfangs 48 des Fensters 41. Da der Stopperabschnitt 32 radial ausgehend von dem Fenster 41 nach außen verläuft, tritt in der Drehrichtung zwischen dem Stoppabschnitt 32 und dem Fenster 41 keine Störung auf. Folglich können sowohl der maximale Torsionswinkel der Dämpfungsvorrichtung, welcher durch die zweiten Federn 8 zugelassen wird, als auch der Torsionswinkel der zweiten Feder 8 vergrößert werden. Wäre die Stopposition in der gleichen Radialposition wie das Fenster, so würde eine Störung zwischen dem Torsionswinkel der Dämpfungsvorrichtung, welcher bestimmt ist durch die zweiten Federn, und dem Umfangswinkel des Fensters auftreten, und daher würde es unmöglich sein, einen weiten Winkel der Dämpfungsvorrichtung und eine niedrige Steifigkeit der Federn zu erreichen.

Insbesondere aufgrund der Tatsache, daß die Radiallänge des zweiten Stopps 10 bedeutend kürzer ist als die des herkömmlichen Haltestiftes, vergrößert der zweite Stopp 10, welcher in Radialrichtung außerhalb des Fensters 41 angeordnet ist, die Außendurchmesser der Teller 21 und 22 nicht extrem. Ferner wird die Radiallänge des Fensters 41 nicht extrem verringert.

Zwischenteller 11 sind aus einem Paar von Teller-elementen gebildet, welche in Radialrichtung außerhalb des Ausgangs-drehlements 3 angeordnet sind, jedoch jeweils zwischen dem Getriebeteller 21 und dem getrennten Flansch 6 und zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Haltesteller 22 angeordnet sind. Die Zwischenteller 11 bestehen jeweils aus kreisförmigen bzw. ringförmigen Teller-elementen und bilden einen Abschnitt der Dämpfungsvorrichtung zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehlement 2 und 3. Jeder Zwischenteller 11 ist an dessen Innenumfang mit einer Vielzahl von Innenzähnen 66 versehen. Die Innenzähne 66 überlappen in Axialrichtung die Innenzähne 59 des getrennten Flansches 6. Die Innenzähne 66 sind jeweils in der Drehrichtung um eine vorbestimmte Distanz von den Außenzähnen 55 des Ausgangsdrehlements 3 (Nabe) in Abstand angeordnet. Durch den Bereich dieses Raumes können daher das Ausgangsdrehlement 3 und der Zwischenteller 11 relativ zueinander drehen. Die Außen- und Innenzähne 55 und 59 bilden einen dritten Stopp 12 zum Beschränken des relativen Drehwinkels zwischen dem Außendrehlement 3 und dem Zwischenteller 11. Genauer wird, wie in Fig. 5 dargestellt, ein Raum eines zweiten Torsionswinkels 2 zwischen jedem Außenzahn 55 und jedem der Innenzähne 66 auf den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten davon gehalten. Bei diesem Ausführungsbeispiel sind die zweiten Torsionswinkel 2 der in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Räume einander gleich und betragen etwa 2 Grad. Der zweite Torsionswinkel 2 ist nicht größer als der erste Torsionswinkel 1. Diese Beziehung wird zwischen den Winkeln

auf der in Umfangsrichtung gleichen Seite gehalten.

Jeder Zwischenteller 11 ist mit Eingriffsabschnitten 61 versehen, welche in Radialrichtung nach außen ragen (siehe Fig. 3). Jeder Eingriffsabschnitt 61 ist zwischen den Fenstern 45 des getrennten Flansches 6 angeordnet. Das in Radialrichtung äußere Ende des Eingriffsabschnitts 61 ist nahe dem in Radialrichtung mittleren Abschnitt des Fensters 41 angeordnet. Jeder Eingriffsabschnitt 61 weist eine in Radialrichtung nach außen auseinanderlaufende Form auf. Die in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden jedes Eingriffsabschnitts 61 können mit den in Radialrichtung inneren Abschnitten der zweiten Federn 8 in Eingriff sein, welche auf den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten davon angeordnet sind. Umfangsräume entsprechend dritten Winkeln 3 sind zwischen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Stirnflächen 61a jedes Eingriffsabschnitts 61 und den entsprechenden Umfangs enden der zweiten Federn 8 definiert (siehe obere Hälfte von Fig. 3 und 6). Bei diesem Ausführungsbeispiel beträgt der dritte Winkel 3 zwischen jedem Eingriffsabschnitt 61 und der zweiten Feder 8 auf der Seite R2 etwa 4 Grad, und der dritte Winkel 3 zu der zweiten Feder 8 auf der Seite R1 davon beträgt etwa 1 Grad. Jeder dritte Winkel 3 ist größer als die Differenz zwischen dem ersten und dem zweiten Torsionswinkel 1 und 2. Die jeweiligen Größen des dritten Winkels 3 auf jeder gegenüberliegenden Seite jeder zweiten Feder 8 ist konstant um sämtliche der zweiten Federn 8 mit der Kupplungsscheibenanordnung 1 in einem torsionsfreien Zustand.

Die paarweise angeordneten Zwischenteller 11 sind durch eine Vielzahl von Stiften 62 nicht drehbar miteinander verbunden. Anders ausgedrückt sind das Paar von Zwischentellern 11 über die Stifte 62 aneinander befestigt, so daß sie sich zusammen als eine einzelne Einheit bzw. Anordnung drehen. Jeder Stift 62 ist aus einem Schaft und vorstehenden Abschnitten gebildet, welche in Axialrichtung von den gegenüberliegenden Enden des Schaftes ausgehen. Die paarweise angeordneten Zwischenteller 11 befinden sich in Koaxialkontakt mit den Schäften der Stifte 62, so daß verhindert wird, daß sie sich in Axialrichtung bezüglich zueinander bewegen. Die vorstehenden Abschnitte sind jeweils in Öffnungen in den Tellern 11 eingepaßt. Ein Abstandshalter ist zwischen jedem Zwischenteller 11 und dem getrennten Flansch angeordnet. Jeder Abstandshalter 63 ist ein ringförmiges Teller-element, welches zwischen dem Radialinnenabschnitt des Zwischentellers 11 und dem ringförmigen Radialinnenabschnitt des getrennten Flansches 6 angeordnet ist. Der Abstandshalter 63 ist mit Öffnungen versehen, durch welche jeweils die Schäfte von Stiften 62 verlaufen, und kann sich zusammen mit dem Zwischenteller 11 infolge eines Eingriffs der Stifte 62 in diese Öffnungen drehen. Eine Beschichtung ist auf eine Fläche des Abstandshalters 63 angewandt, welche sich in Kontakt mit dem Flansch 6 befindet, um den Reibungskoeffizienten davon zu verringern. Der getrennte Flansch 6 ist mit langen Öffnungen 69 versehen, durch welche jeweils die Stifte 62 verlaufen. Die langen Öffnungen 69 ermöglichen ein Bewegen der Stifte 62 in der Drehrichtung bezüglich des getrennten Flansches 6.

Nachfolgend werden die Reibungsvorrichtung bildende Elemente beschrieben. Wie in Fig. 5 dargestellt, ist die zweite Reibungsscheibe 72 zwischen dem Innenumfangsabschnitt des Zwischentellers 11 auf der Getriebeseite (rechte Seite von Fig. 4) und dem Innenumfangsabschnitt des Haltestellers 22 angeordnet. Die zweite Reibungsscheibe 72 ist im wesentlichen aus einem Körper 74, der aus Harz besteht, und einem Reibungsteller 75, der auf dem Körper 74 geformt ist, ausgebildet. Der Reibungsteller 75 ist in Kontakt mit der Fläche des Zwischentellers 11 auf der Getriebeseite davon. Eingriffsabschnitte 67 verlaufen ausgehend von dem

Innenumfangsabschnitt des Körpers 74 hin zur Getriebeseite. Die Eingriffsabschnitte 76 sind nicht drehbar in Eingriff mit dem Halteteller 22 und in Axialrichtung an dem Teller 22 angebracht. Eine Vielzahl von Höhlungen 77 sind in der Getriebeseite des Innenumfangsabschnitts des Körpers 74 ausgebildet. Eine zweite Kegelfeder 73 ist zwischen dem Körper 74 und dem Halteteller 22 angeordnet. Die zweite Kegelfeder 73 in dem zusammengebauten Zustand ist zwischen dem Körper 74 der zweiten Reibungsscheibe 72 und dem Halteteller 22 zusammengedrückt. Dadurch wird der Reibungsteller 75 der zweiten Reibungsscheibe 72 stark gegen den ersten Zwischenteller 11 gedrückt.

Eine erste Reibungsscheibe 79 ist zwischen dem Flansch 54 und dem Innenumfangsabschnitt des Haltetellers 22 angeordnet. So ist die erste Reibungsscheibe 79 in Radialrichtung innerhalb der zweiten Reibungsscheibe 72 und in Radialrichtung außerhalb des Wulstes 52 angeordnet. Die erste Reibungsscheibe 79 ist aus Harz hergestellt. Die erste Reibungsscheibe 79 ist im wesentlichen aus einem ringförmigen Körper 81 ausgebildet, von welchem eine Vielzahl von Vorsprüngen 82 in Radialrichtung nach außen verlaufen. Der Körper 81 ist in Kontakt mit dem Flansch 54, und die Vorsprünge 82 sind nicht drehbar in Eingriff mit den Höhlungen 77 der zweiten Reibungsscheibe 72. Dadurch kann sich die erste Reibungsscheibe 79 zusammen mit dem Halteteller 22 mit der zweiten Reibungsscheibe 72 dazwischen drehen.

Die erste Kegelfeder 80 ist zwischen der ersten Reibungsscheibe 79 und dem Innenumfangsabschnitt des Haltetellers 22 angeordnet. Die erste Kegelfeder 80 in dem zusammengebauten Zustand ist in Axialrichtung zwischen der ersten Reibungsscheibe 79 und dem Innenumfangsabschnitt des Haltetellers 22 zusammengedrückt. Die Vorspannkraft der ersten Kegelfeder 80 ist kleiner als die Vorspannkraft der zweiten Kegelfeder 73. Da die Reibungsfläche der ersten Reibungsscheibe 79 auf dem Harzabschnitt ausgebildet ist, ist deren Reibungskoeffizient kleiner als bei der zweiten Reibungsscheibe 72. Dementsprechend ist die Reibung (Hysteresedrehmoment), welche durch die erste Reibungsscheibe 79 erzeugt wird, bedeutend kleiner als die Reibung, welche durch die zweite Reibungsscheibe 72 erzeugt wird.

Eine dritte Reibungsscheibe 85 ist zwischen dem Innenumfangsabschnitt des Kupplungstellers 21, dem Flansch 54 und dem Innenumfangsabschnitt des Zwischentellers 11 angeordnet. Die dritte Reibungsscheibe 85 ist ein ringförmiges Element, welches aus Harz hergestellt ist. Die dritte Reibungsscheibe 85 ist im wesentlichen aus einem ringförmigen Körper 86 ausgebildet. Ein Reibungsteller 88 ist auf dem Radialaußenabschnitt der Fläche des ringförmigen Körpers 86 gegenüber der Getriebeseite angeordnet, und eine Reibungsfläche 87 aus Harz ist auf dem Radialinnenabschnitt der Fläche des Körpers 86 gegenüber dem Getriebe ausgebildet. Die Reibungsplatte 88 ist in Kontakt mit dem Innenumfangsabschnitt des Zwischentellers 11 auf der Motorseite (der linken Seite von Fig. 4). Die Reibungsfläche 87 des Harzes ist in Kontakt mit der Motorseitenfläche des Flansches 54. Die dritte Reibungsscheibe 85 ist an dessen Innenumfangsabschnitt mit einem ringförmigen zylindrischen Abschnitt 90 versehen, welcher hin zum Motor ragt. Die Innenumfangsfläche des zylindrischen Abschnitts 90 ist in Gleitkontakt mit der Außenumfangsfläche des Wulstes 52. Eine Vielzahl von Eingriffsabschnitten 89, welche in der Drehrichtung voneinander in Abstand angeordnet sind, ragen ausgehend von dem Außenumfangsabschnitt des Körpers 86 hin zu der Motorseite. Die Eingriffsabschnitte 89 befinden sich in Eingriff mit Öffnungen, welche in dem Kupplungsteller 21 ausgebildet sind, so daß sich die dritte Reibungsscheibe 85 nicht drehbar in Eingriff mit dem Kupp-

lungsteller 21 befindet und in Axialrichtung daran angebracht ist.

Bei der oben beschriebenen Reibungsvorrichtung ist die Reibungsvorrichtung 13, welche ein verhältnismäßig großes Hysteresedrehmoment erzeugt, zwischen einerseits dem Reibungsteller 75 der zweiten Reibungsscheibe 72 und dem Reibungsteller 88 der dritten Reibungsscheibe 85, und andererseits dem Zwischenteller 11 ausgebildet. Ferner wirken die Reibungsfläche auf dem Körper 81 der ersten Reibungsscheibe 79 und die Harzreibungsfläche 87 der dritten Reibungsscheibe 85 mit dem Flansch 54 zusammen, um eine Reibungsvorrichtung 15 zu bilden, welche ein verhältnismäßig niedriges Hysteresedrehmoment erzeugt.

Winkel und Beziehungen betreffend die zweiten Federn 8 und den zweiten Stopp 10 werden nun genauer beschrieben. Der "Umfangswinkel" in der nachfolgenden Beschreibung bezeichnet den Winkel in der Umfangsrichtung (das heißt Drehrichtung der Kupplungsscheibenanordnung 1) zwischen zwei Positionen um die Drehachse 0-0 der Kupplungsscheibenanordnung 1. Die Absolutwerte dieser Winkel, welche in der folgenden Beschreibung verwendet werden, stellen lediglich Beispiele bei der Kupplungsscheibenanordnung, welche in den Figuren dargestellt ist, dar, und es sei darauf hingewiesen, daß die vorliegende Erfindung nicht auf diese Beispielwerte beschränkt ist.

Verschieden Umfangswinkel A-E sin in Fig. 6 und 7 dargestellt. Fig. 20 ist ein Diagramm, welches Beziehungen zwischen diesen Umfangswinkeln A-E darstellt.

Beziehung zwischen A und C

Der Umfangswinkel A jedes Vorsprungs 49 ist kleiner als der Umfangswinkel C zwischen den benachbarten Umfangsenden der in Umfangsrichtung benachbarten Vorsprünge 49 (das heißt zwischen den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Stopperflächen 50). Wie aus Fig. 20 ersichtlich, bilden die Winkel A und C eine derartige Beziehung, daß dann, wenn sich der eine vergrößert, der andere verkleinert. Der Winkel A, welcher in diesem Ausführungsbeispiel verwendet wird, ist viel kleiner als der Winkel C, wobei C über den herkömmlichen Wert hinaus vergrößert wird. Durch Vergrößern des Umfangsraumwinkels C zwischen den Vorsprüngen 49 ist es möglich, den Torsionswinkel B des getrennten Flansches 6 bezüglich der Teller 21 und 22 zu vergrößern. Bei der Kupplungsscheibenanordnung 1 des Ausführungsbeispiels der Erfindung, dargestellt in den Figuren, beträgt jeder Winkel A etwa 21 Grad, und jeder Winkel C beträgt etwa 69 Grad.

Der Winkel C von 40 Grad oder mehr kann eine größere Wirkung erzielen, welche bei dem Stand der Technik nicht erzielt werden kann. Der Winkel C, welcher von 50 bis 80 Grad reicht, kann die Wirkung verbessern, der Winkel C, welcher von 60 bis 80 Grad reicht, kann die Wirkung weiter verbessern, und der Winkel C, welcher von 65 bis 75 Grad reicht, kann die beste Wirkung erzielen.

Der Winkel C von $\frac{1}{2}$ oder weniger von A kann eine ausreichende Wirkung erzielen. Der Winkel C von $\frac{1}{3}$ oder weniger von A kann die Wirkung weiter verbessern. In den Figuren ist ein Verhältnis zwischen C und A gleich 1 : 3,29. Das Verhältnis in einem Bereich von 1 : 2 bis 1 : 6 kann eine ausreichende Wirkung erzielen, und das Verhältnis in einem Bereich von 1 : 2,5 bis 1 : 5,5 kann eine Wirkung weiter verbessern.

Beziehung zwischen C und D

Der Umfangswinkel D jedes tellerartigen Kopplungsabschnitts 31 (Stopperabschnitts 32) ist viel kleiner als der vor-

hergehende Winkel C. Wie aus Fig. 20 ersichtlich, ist eine durch Subtrahieren von D von C erhaltene Differenz gleich dem maximalen zulässigen Torsionswinkel E (Stopperwinkel der Dämpfungsvorrichtung) zwischen dem getrennten Flansch 6 und den Tellern 21 und 22. So ist der maximale zulässige Torsionswinkel E der Dämpfungsvorrichtung größer als der bei dem Stand der Technik. Aus Fig. 20 ist ersichtlich, daß es notwendig ist, C zu vergrößern und D zu verkleinern, um E zu vergrößern. Bei diesem Ausführungsbeispiel beträgt D 16 Grad. Der Winkel D beträgt vorzugsweise 20 Grad oder weniger, und es ist weiter bevorzugt, daß er in einem Bereich von 10 bis 20 Grad liegt.

Wenn D $\frac{1}{2}$ oder weniger von C ist, so kann D ausreichend groß sein. Wenn D $\frac{1}{3}$ von C ist, so kann E weiter groß sein. Wenn D $\frac{1}{4}$ oder weniger von C ist, so kann E maximal sein. In der Figur ist ein Verhältnis zwischen D und E 1 : 4,31. Wenn dieses Verhältnis in einem Bereich von 1 : 2 bis 1 : 6 liegt, so kann E ausreichend groß sein. Wenn es in einem Bereich von 1 : 3 bis 1 : 6 liegt, so kann E weiter vergrößert werden. Wenn es in einem Bereich von 1 : 3,5 bis 1 : 5,0 liegt, so kann E maximal sein.

Bei diesem Ausführungsbeispiel ist E gleich 53 Grad. E ist vorzugsweise gleich 20 Grad oder mehr. E beträgt vorzugsweise 30 Grad oder mehr. Insbesondere dann, wenn er in einem Bereich von 40 bis 60 Grad liegt, ist es möglich, einen ausreichend weiten Winkel zu erreichen, welcher bei dem Stand der Technik nicht erreicht werden kann. Er liegt weiter bevorzugt in einem Bereich von 45 bis 55 Grad.

Bei der vorliegenden Erfindung sei darauf hingewiesen, daß die relative Drehverschiebung zwischen den verschiedenen Elementen der Kupplungsscheibenanordnung 1 in zwei generelle Verschiebungsbereiche unterteilt werden kann, einen ersten Bereich (erster Bereich) und einen zweiten Bereich (zweiter Bereich). Der erste Bereich ist definiert als die relative Drehverschiebung zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Wulst 52 (bei zusammengedrückten Federn 7). Der zweite Bereich ist definiert als die relative Drehverschiebung zwischen dem getrennten Flansch 6 und den Tellern 21 und 22 (bei zusammengedrückten Federn 8). Der erste Bereich entspricht annähernd der Fläche des Graphen, welcher durch den Buchstaben B in Fig. 19 bezeichnet ist. Der zweite Bereich ist durch die Linien dargestellt, welche nach links und rechts ausgehend von der Fläche des Graphen, welche durch den Buchstaben B bezeichnet ist, verlaufen.

Eine Vergrößerung des zulässigen maximalen Torsionswinkels E führt zu den folgenden Vorteilen. Durch Vergrößern des zulässigen maximalen Torsionswinkels kann die Steifigkeit der Federn (zweiten Federn 8) für die zweite Stufe bei den Torsionskennlinien ohne Verringern des Stoppdrehmoments verringert werden. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist die Steifigkeit der zweiten Federn 8 auf etwa 50% der Steifigkeit bei dem Stand der Technik verringert. Dies kann einen Stoß verringern, welcher während eines Übergangs von der ersten Stufe zu der zweiten Stufe auftreten kann, (das heißt, einen Anfangsaufwärtsstoß, welcher bei Niederdrücken des Gaspedals hervorgerufen wird).

Der Vorsprung 49 wird in der Drehrichtung von dem Vorsprung 47 und dem Fenster 41 verschoben. Genauer wird die Umfangsmittel des Vorsprungs 49 hin zur Seite R1 von den Umfangsmitteln des Vorsprungs 47 und des Fensters 41 verschoben. Daher ist jeder Vorsprung 49 von den Stoppflächen 51 auf dessen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten jeweils um verschiedene Winkel in Abstand angeordnet. Anders ausgedrückt wird jeder Stoppabschnitt 32, welcher in Umfangsrichtung zwischen den Vorsprüngen 49 angeordnet ist, hin zu der Seite R2 verschoben. Dementsprechend ist der Raumwinkel E1 (Q4) zwischen dem Stoppab-

schnitt 32 und dem benachbarten Vorsprung 49 auf der Seite R1 größer als der Raumwinkel E2 zwischen dem Stoppabschnitt 32 und dem benachbarten Vorsprung 49 auf der Seite R2.

Beziehung zwischen B und D

Die Fenster 41, welche in dem getrennten Flansch 6 ausgebildet sind, sind insgesamt vier an der Zahl, und jedes Fenster 41 weist den Umfangswinkel B von 50 Grad oder mehr auf. Der Winkel B ist bestimmt durch die Radialmittellabschnitte der Kontaktabschnitte 44. In der Figur beträgt der Winkel gleich B 61 Grad. Folglich ist es möglich, die Federn, welche ausreichend lang in der Drehrichtung sind, zu verwenden und so den großen maximalen Torsionswinkel zuzulassen. Der Winkel B liegt vorzugsweise in einem Bereich von 50 bis 70 Grad, und vorzugsweise liegt er in einem Bereich von 55 bis 65 Grad.

Der Umfangswinkel D jedes Vorsprungs 49 ist kleiner als der Umfangswinkel B des Fensters 41. Dies bedeutet, daß das Verhältnis von E zu B ausreichen groß ist. Das Fenster 41 und die zweite Feder 8 sind hinsichtlich des Winkels vergrößert, und ferner ist der maximale Torsionswinkel der Dämpfungsvorrichtung ausreichend vergrößert, wobei die Funktion der Federn wirksam genutzt wird, und es ist möglich, die Kennlinien des weiter großen Torsionswinkels und der weiter niedrigen Torsionssteifigkeit zu liefern.

Wenn D gleich $\frac{1}{2}$ oder weniger von B ist, so kann eine ausreichende Wirkung erzielt werden. Wenn D gleich $\frac{1}{3}$ oder weniger von B ist, so kann eine weiter ausreichende Wirkung erzielt werden. Bei diesem Ausführungsbeispiel beträgt ein Verhältnis von D zu B gleich 1 : 3,81. Wenn dieses Verhältnis in einem Bereich von 1 : 2 bis 1 : 4 liegt, so ist das Verhältnis von E zu B ausreichend groß. Wenn das Verhältnis in einem Bereich von 1 : 2,5 bis 1 : 4,0 liegt, so ist das Verhältnis von E zu B weiter groß. Wenn das Verhältnis in einem Bereich von 1 : 2,75 bis 1 : 3,75 liegt, so ist das Verhältnis von E zu B maximal.

Beziehung zwischen A und B

Der Umfangswinkel A jedes Vorsprungs 49 ist kleiner als der Umfangswinkel B jedes Fensters 41. Die Tatsache, daß ein Verhältnis von A zu B kleiner ist als das bei dem Stand der Technik, bedeutet, daß ein Verhältnis von C zu B größer ist als das bei dem Stand der Technik. Anders ausgedrückt kann das Verhältnis von C zu B ausreichend vergrößert werden, um der Vorbedingung zu entsprechen, daß der maximale zulässige Torsionswinkel E vergrößert werden kann, wobei die Fenster 41 den großen maximalen Torsionswinkel zulassen. Der Umfangswinkel A jedes Vorsprungs 49, welcher $\frac{2}{3}$ oder weniger von B ist, kann eine ausreichende Wirkung erzielen. Der Winkel A von $\frac{1}{2}$ oder weniger von B ist weiter bevorzugt, und der Winkel A von $\frac{1}{3}$ oder weniger ist weiter bevorzugt. In den Figuren beträgt ein Verhältnis zwischen A und B 1 : 2,90. Ein Verhältnis zwischen A und B liegt vorzugsweise in einem Bereich von 1 : 2 bis 1 : 4 und vorzugsweise von 1 : 2,5 bis 1 : 4,0, und weiter vorzugsweise von 1 : 2,75 bis 1 : 3,75. Der Winkel C ist größer als der Winkel B.

Beziehung zwischen B und E

Die beiden Winkel E und B sind größer als jene bei dem Stand der Technik, und so sind sowohl die maximalen zulässigen Torsionswinkel der Dämpfungsvorrichtung als auch der Torsionswinkel der zweiten Feder 8 groß. Eine Vergrößerung der Abmessungen der zweiten Federn 8 erleichtert

dessen Gestaltung und verbessert deren Leistung (großer Torsionswinkel und niedrige Steifigkeit).

Aus einem Vergleich zwischen B und E ist ersichtlich, daß B größer ist als E, jedoch ist die Differenz zwischen diesen sehr gering. So ist ein Verhältnis von E zu B ausreichend groß. Folglich ist es möglich, den maximalen Torsionswinkel E zu liefern, welcher den durch die Fenster 41 zugelassenen großen Torsionswinkel und daher die zweiten Federn 8 ausreichend nutzen kann. Ein Verhältnis von B zu E beträgt 1 : 1,13. Wenn dieses Verhältnis in einem Bereich von 1 : 1,0 bis 1 : 1,3 liegt, so kann eine ausreichende Wirkung erzielt werden, und der Bereich von 1 : 1,1 bis 1 : 1,2 kann die Wirkung weiter verbessern.

Radiallänge des Fensters 41

Bei dieser Dämpfungsvorrichtung weist das Fenster 41 eine Radiallänge auf, welche ausreichend größer ist als die Radiallänge des getrennten Flansches 6. Dies ermöglicht eine Vergrößerung der Abmessungen der zweiten Federn 8, welche jeweils in den Fenstern 41 untergebracht sind. Die Radiallänge des Fensters 41 beträgt 35% oder mehr des Radius des getrennten Flansches 6. Wenn das Verhältnis in einem Bereich von 35% bis 55% liegt, so kann eine beabsichtigte Wirkung ausreichend erzielt werden, und der Bereich von 40 bis 50% kann die Wirkung weiter erzielen.

Die Struktur der Kupplungsscheibenanordnung 1 ist unten unter Bezugnahme auf Fig. 8 genauer beschrieben. Fig. 8 ist ein mechanisches Schaltbild der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung 1. Dieses mechanische Schaltbild stellt die Dämpfungsvorrichtung schematisch dar und stellt Betätigungen und Beziehungen jeweiliger Elemente dar, welche durchgeführt werden und sich einstellen, wenn das Ausgangsdrehelement 3 in einer Richtung (z. B. zur Seite R2) bezüglich des Eingangsdrehelements 2 verdreht wird. Wie aus der Figur ersichtlich, sind eine Vielzahl von Elementen, welche die Dämpfungsvorrichtung bilden, zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 angeordnet. Der getrennte Flansch 6 ist zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 angeordnet. Der getrennte Flansch 6 ist in Umfangsrichtung und elastisch mit dem Ausgangsdrehelement 3 durch die ersten Federn 7 verbunden. Der erste Stopp 9 ist zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Ausgangsdrehelement 3 ausgebildet. Die ersten Federn 7 können durch den ersten Torsionswinkel 1 bei dem ersten Stopp 9 zusammengedrückt werden. Der getrennte Flansch 6 ist in Umfangsrichtung und elastisch mit dem Eingangsdrehelement 2 durch die zweiten Federn 8 verbunden. Der zweite Stopp 10 ist zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Eingangsdrehelement 2 ausgebildet. Die zweiten Federn 8 können durch einen vierten Torsionswinkel 4 bei dem zweiten Stopp 10 zusammengedrückt werden. Wie oben beschrieben, sind das Eingangs- und das Ausgangsdrehelement 2 und 3 elastisch miteinander in der Drehrichtung durch die ersten und die zweiten Federn 7 und 8, in Reihe angeordnet, verbunden. Bei dieser Struktur dient der getrennte Flansch 6 als Zwischenelement, welches zwischen den zwei Arten von Federn angeordnet ist.

Die oben beschriebene Struktur kann betrachtet werden als eine Dämpfungsvorrichtung, welche gebildet ist aus den ersten Federn und dem ersten Stopp 9, parallel zueinander angeordnet (wie in dem oberen linken Abschnitt von Fig. 8 dargestellt), und ist ferner in Reihe mit einer anderen Dämpfungsvorrichtung angeordnet, welche die zweiten Federn 8 und den zweiten Stopp 10, zueinander parallel angeordnet, umfaßt. Die oben beschriebene Struktur kann ferner betrachtet werden als die erste Dämpfungsvorrichtung 4, wie

in Strichlinien in Fig. 8 angezeigt, welche das Eingangs- und das Ausgangsdrehelement 2 und 3 in der Drehrichtung elastisch miteinander verbindet. Die Steifigkeit der ersten Federn 7 ist bedeutend kleiner gegenüber der Steifigkeit der zweiten Federn 8. Daher werden die zweiten Federn 8 in der Drehrichtung innerhalb eines Bereichs, welcher kleiner ist als der erste Torsionswinkel 1, kaum zusammengedrückt.

Der Zwischenteller 11 ist zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 angeordnet. Der Zwischenteller 11 weist einen Abschnitt auf, welcher mit den zweiten Federn 8 in Eingriff gebracht werden kann. Der Zwischenteller 11 bildet den dritten Stopp 12, welcher einen Drehbegrenzungsraum des zweiten Torsionswinkels 2 bezüglich des Ausgangsdrehelements 3 aufweist. Der dritte Stopp 12 liefert einen Raum, welcher eine relative Drehung zwischen dem Ausgangsdrehelement 3 und dem Zwischenteller 11 zuläßt, wenn kleine Torsionsschwingungen auf die Vorrichtung in dem Bereich der ersten Stufe, wie unten beschrieben, übertragen werden. Der Zwischenteller 11 ist in der Drehrichtung in Reibeingriff mit dem Eingangsdrehelement 2 durch die Reibungsvorrichtung 13. Ferner weist der Zwischenteller 11 die Eingriffsabschnitte 61 auf, welche jeweils von den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der zweiten Federn 2 um Räume des dritten Torsionswinkels 3 in Abstand angeordnet sind. Bei dem oben beschriebenen Zwischenteller 11 sind der dritte Stopp 12 und die Reibungsvorrichtung 13 zueinander in Reihe angeordnet, und diese Anordnung erreicht, daß die zweite Dämpfungsvorrichtung 5 das Eingangs- und das Ausgangsdrehelement 2 und 3 in der Drehrichtung verbindet. Die zweite Dämpfungsvorrichtung 5 ist derart angeordnet, daß sie parallel zu der ersten Dämpfungsvorrichtung 4 arbeitet.

Nachfolgend sind Beziehungen zwischen Winkeln 1-4 der in Fig. 8 dargestellten Dämpfungsvorrichtung beschrieben. Die unten beschriebenen Winkel sind zwischen dem Ausgangsdrehelement 3 und dem Eingangsdrehelement 2 auf der negativen Seite des Ausgangsdrehelements 3 (das heißt dem Eingangsdrehelement 2 und dem Ausgangsdrehelement 3 auf der positiven Seite bzw. R1-Richtungsseite) bestimmt. Der erste Torsionswinkel 1 ist der bei der Dämpfungsvorrichtung mit den ersten Federn 7 zulässige maximale positive Torsionswinkel. Der vierte Torsionswinkel 4 bei dem zweiten Stopp 10 ist gleich einem bei der Dämpfungsvorrichtung mit den zweiten Federn 8 zulässigen maximalen positiven Torsionswinkel E. Ein Gesamtwert aus dem ersten und vierten Torsionswinkel 1 und 4 ist gleich dem bei der Dämpfungsvorrichtung der Kupplungsscheibenanordnung 1 zulässigen maximalen positiven Torsionswinkel.

Der zweite Torsionswinkel 2 muß gleich dem ersten Torsionswinkel 1 oder kleiner als dieser sein. Beispielsweise beträgt der erste Torsionswinkel 1 5 Grad, und der zweite Torsionswinkel beträgt bei diesem Ausführungsbeispiel 2 Grad. Eine Differenz zwischen dem ersten und dem zweiten Torsionswinkel 1 und 2 muß kleiner sein als der dritte Torsionswinkel 3. Ein durch Subtrahieren des dritten Torsionswinkels 3 von der Differenz zwischen dem ersten und dem zweiten Torsionswinkel 1 und 2 erhaltener Wert ist gleich einem Raumwinkel A (siehe Fig. 12 und 19) zum Verhindern einer Betätigung der Reibungsvorrichtung 13 bei Zuführung kleiner Torsionsschwingungen der zweiten Stufe der Torsionskennlinien.

Die Raumwinkel A bei diesem Ausführungsbeispiel beträgt 1 Grad und liegt vorzugsweise in einem Bereich von 1 bis 2 Grad. Ein Gesamtwert aus dem positiven und dem negativen zweiten Torsionswinkel 2 ist ein Gesamtsummenwinkel B (siehe Fig. 19) zum Verhindern einer Betätigung der Reibungsvorrichtung 13 bei Zuführung kleiner Torsions-

schwingungen in der ersten Stufe der Torsionskennlinien. Bei diesem Ausführungsbeispiel betragen der positive und der negative zweite Torsionswinkel 2 beide gleich 2 Grad, und der Gesamttraumwinkel B beträgt gleich 4 Grad. Der Gesamttraumwinkel B ist vorzugsweise größer als der Raumwinkel A und ist vorzugsweise gleich dem doppelten Raumwinkel A oder mehr. Der doppelte Raumwinkel B in einem Bereich von 3 bis 5 Grad kann eine gute Wirkung erzielen.

Wie in Fig. 8 dargestellt, ist die Reibungsvorrichtung 15 zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 angeordnet. Die Reibungsvorrichtung 15 ist derart angepaßt, daß sie ein Gleiten erzeugt, wann immer eine relative Drehung zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 auftritt. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist die Reibungsvorrichtung 15 im wesentlichen aus der ersten und der zweiten Reibungsscheibe 72 und 85 gebildet, sie kann jedoch aus anderen als den obigen Elementen gebildet sein. In einigen Fällen ist es erwünscht, daß das Hysteresedrehmoment, welches in der Reibungsvorrichtung 15 erzeugt wird, so klein wie möglich ist.

Kennlinien der Dämpfungsvorrichtung in der Kupplungs-scheibenanordnung 1 sind nachfolgend unter Bezugnahme auf mechanische Schaltbilder von Fig. 8 bis 18 und auf ein Torsionskennliniendiagramm von Fig. 19 beschrieben. Dieses Torsionskennliniendiagramm stellt eine Beziehung zwischen dem Torsionswinkel und dem Drehmoment bei der Verdrehungsbetätigung des Eingangs- und des Ausgangsdrehelements 2 und 3 relativ zueinander zwischen den maximal zulässigen positiven und negativen Torsionswinkeln dar.

Fig. 8 und 15 stellen Zustände dar, in welchen das Eingangs- und das Ausgangsdrehelement 2 und 3 stillstehen. Diese Zustände sind in dem Torsionskennliniendiagramm von Fig. 19 nicht dargestellt. Fig. 9 bis 14 stellen Zustände dar, in welchen das Ausgangsdrehelement 3 ausgehend von der Null-Grad-Position hin zu der Seite R2 bezüglich des Eingangsdrehelements 2 verdreht ist (das heißt, das Eingangsdrehelement 2 ist ausgehend von der Null-Grad-Position hin zu der Seite R1, das heißt, der positiven Seite, bezüglich des Ausgangsdrehelements 3 verdreht). Fig. 9 bis 13 stellen Zustände dar, in welchen positive Änderungen in dem positiven Bereich auftreten, und Fig. 14 stellt einen Zustand dar, in welchem eine negative Änderung in dem positiven Bereich auftritt. Fig. 16 bis 18 stellen Zustände dar, in welchen das Ausgangsdrehelement 3 ausgehend von der Null-Grad-Position hin zu der Seite R1 (positive Seite) bezüglich des Eingangsdrehelements 2 verdreht ist (das heißt, das Eingangsdrehelement 2 ist ausgehend von der Null-Grad-Position hin zu der Seite R2, das heißt negativen Seite, bezüglich des Ausgangsdrehelements 3 verdreht). Fig. 16 und 17 stellen Zustände dar, in welchen negative Änderungen in dem negativen Bereich auftreten, und Fig. 18 stellt einen Zustand dar, in welchem eine positive Änderung in dem negativen Bereich auftritt.

Fig. 9 stellt eine Beziehung zu dem Zeitpunkt dar, zu welchem eine Verdrehung ausgehend von der negativen Seite zu der positiven Seite bei 0 Grad in den Torsionskennlinien auftritt. In diesem Zustand ist der Zwischenteller 11 um 1 Grad hin zu dem Ausgangsdrehelement 3 (Seite R1) ausgehend von der Position in dem in Fig. 8 dargestellten Stillzustand verschoben. Daher ist ein Raum von einer Summe (5 Grad) aus dem dritten Torsionswinkel 3 und 1 Grad zwischen jedem Eingriffsabschnitt 61 des Zwischentellers 11 und der zweiten Feder 8 ausgebildet. Wenn der Torsionswinkel 1 Grad annimmt, so wird das Ausgangsdrehelement 3 um 1 Grad bezüglich des Eingangsdrehelements 2 ausgehend von der in Fig. 9 dargestellten Position verschoben,

und die Ausgangszähne 55 des Ausgangsdrehelements 3 gelangen in Kontakt mit den Innenzähnen 66 des Zwischentellers 11, wie in Fig. 10 dargestellt. Anschließend wird jede erste Feder 7 zwischen dem Ausgangsdrehelement 3 und dem getrennten Flansch 6, wie in Fig. 11 dargestellt, zusammengedrückt, während der Torsionswinkel zwischen 1 und 5 Grad liegt. Dadurch tritt in der Reibungsvorrichtung 13 ein Gleiten auf. Folglich werden Kennlinien einer niedrigen Steifigkeit und eines hohen Hysteresedrehmoments in dem Bereich der ersten Stufe von 1 bis 5 Grad erzeugt. Wenn der Torsionswinkel den ersten Torsionswinkel 1 (5 Grad), wie in Fig. 12 dargestellt, annimmt, so gelangen die Außenzähne 55 des Außendrehelements 3 in Kontakt mit den Innenzähnen 59 des getrennten Flansches 6. Folglich wird jede zweite Feder 8 zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Innendrehelement 2 in dem Bereich der zweiten Stufe von 5 Grad zu dem positiven maximalen zulässigen Torsionswinkel 4 (E1) zusammengedrückt, wie in Fig. 13 dargestellt (8 Grad). Folglich werden Kennlinien einer hohen Steifigkeit und eines hohen Hysteresedrehmoments erzeugt. In dem in Fig. 13 dargestellten Fall wird der Raumwinkel B (1 Grad) zwischen jedem Eingriffsabschnitt 61 des Zwischentellers 11 und dem Ende der zweiten Feder 8 gehalten. Dieser Raumwinkel B ist gleich einem durch Subtrahieren des dritten Torsionswinkels 3 (4 Grad) von einer Differenz zwischen dem ersten Torsionswinkel 1 (5 Grad) in dem Stehzustand, dargestellt in Fig. 8, und dem zweiten Torsionswinkel 2 (2 Grad) erhaltenen Wert.

Wenn der Torsionswinkel nach Erreichen des Maximalwertes hin zu der negativen Seite zurückkehrt, so dehnt sich die zweite Feder 8 in dem in Fig. 13 dargestellten zusammengedrückten Zustand aus und drückt auf den getrennten Flansch 6, so daß das Ende der zweiten Feder 8 in Kontakt mit dem Eingriffsabschnitt 61 des Zwischentellers 11 gelangt, wie in Fig. 14 dargestellt. Kein Gleiten tritt in der Reibungsvorrichtung 13 in dem Bereich von 1 Grad auf, bevor das Ende der zweiten Feder 8 in Kontakt mit dem Eingriffsabschnitt 61 gelangt.

Die zweite Feder 8 drückt auf den getrennten Flansch 6 ebenso wie auf den Zwischenteller 11. Daher hält der Zwischenteller 11 die um 1 Grad hin zur Seite R1 ausgehend von dem Ausgangsdrehelement 3 verschobene Position bei.

Wenn der Torsionswinkel 5 Grad erreicht, so erreicht die zweite Feder 8 den freien Zustand, und anschließend beginnt jede erste Feder 7 sich auszudehnen. Zu diesem Zeitpunkt wird der Zwischenteller 11 um ein Grad hin zu der Seite R1 bezüglich des Ausgangsdrehelements 3, wie in Fig. 14 dargestellt, verschoben, so daß Kennlinien einer niedrigen Steifigkeit und eines niedrigen Hysteresedrehmoments in einem Bereich ausgehend von einem Ausdehnungsbeginn der ersten Feder 7 bis zu einem Ankommen des Ausgangsdrehelements 3 an der um $(2 + 1 \text{ Grad} = 3 \text{ Grad})$ bezüglich des Zwischentellers 11 verschobenen Position erhalten werden. So tritt kein Gleiten in der Reibungsvorrichtung 13 in einem Bereich von 5 Grad bis 2 Grad auf. Wenn der Torsionswinkel 2 Grad erreicht, so beginnt das Ausgangsdrehelement 3, den Zwischenteller 11 hin zu der Seite R1 zu bewegen, so daß der Zwischenteller 11 in Abstand von dem Ende der zweiten Feder 8, wie in Fig. 16 dargestellt, angeordnet wird, und es tritt ein Gleiten in der Reibungsvorrichtung 13 auf. Folglich werden Kennlinien einer niedrigen Steifigkeit und eines hohen Hysteresedrehmoments in dem Bereich der ersten Stufe von 2 Grad bis -2 Grad erzeugt. Wenn der Torsionswinkel in einem Bereich unterhalb von 0 Grad eintritt, so wird die erste Feder 7 zwischen dem Ausgangsdrehelement 3 und dem getrennten Flansch 6, wie in Fig. 16 dargestellt, zusammengedrückt. Wenn der Torsionswinkel -2 Grad überschreitet, so gelangt der zweite Stopp 9 in Kon-

takt, und die zweite Feder 8 wird zwischen dem getrennten Flansch 6 und dem Eingangsdrehelement 2 zusammengedrückt. Die gegenüberliegende Seite des ersten Stopps 9 gelangt in Kontakt, und anschließend wird die zweite Feder 8 zwischen dem Mittelteller 11 und dem Eingangsdrehelement 2 zusammengedrückt. Folglich werden Kennlinien einer hohen Steifigkeit und eines hohen Hysteresedrehmoments in der negativen zweiten Stufe erzeugt. Wenn der Zustand ausgehend von dem negativen Verdrehungszustand in der zweiten Stufe hin zu dem positiven Verdrehungszustand zurückkehrt, so drückt die zweite Feder 8 auf den getrennten Flansch 6 und den Mittelteller 11, wie in Fig. 18 dargestellt. Bei diesem Vorgang bewirkt die Reibungsvorrichtung 13 ein Gleiten und erzeugt somit ein hohes Hysteresedrehmoment. In diesem Rückkehrzustand befindet sich der Zwischenteller 11 in der um 1 Grad hin zu der Seite R1 bezüglich des Ausgangsdrehelements 3 verschobenen Position. Wenn der Torsionswinkel -2 Grad erreicht, so stoppt die zweite Feder 8 eine Ausdehnung, und die erste Feder 7 beginnt sich auszudehnen. In einem Bereich von 3 Grad (das heißt 2 + 1 Grad) von -2 Grad bis 1 Grad drückt die erste Feder 7 auf das Ausgangsdrehelement 3, jedoch gleitet der Zwischenteller 11 nicht bezüglich des Eingangsdrehelements 2, so daß ein Hysteresedrehmoment nicht erzeugt wird.

Nachfolgend werden Änderungen der Torsionskennlinien beschrieben, welche auftreten, wenn Schwingungen der Kupplungsscheibenanordnung 1 zugeführt werden.

Wenn Torsionsschwingungen großer Amplitude, wie Longitudinalschwingungen eines Fahrzeugs, auftreten, so ändert sich der Torsionswinkel wiederholt in und zwischen der positiven und der negativen zweiten Stufe der Kennlinien, welche in Fig. 19 dargestellt sind. Bei diesem Vorgang tritt ein hohes Hysteresedrehmoment sowohl in der ersten als auch in der zweiten Stufe auf, so daß Longitudinalschwingungen des Fahrzeugs schnell gedämpft werden.

Es sei nun angenommen, daß der Kupplungsscheibenanordnung 1 kleine Torsionsschwingungen zugeführt werden, welche beispielsweise durch Verbrennungsschwingungen in dem Motor während eines normalen Fahrens (z. B. in dem Bereich der positiven zweiten Stufe, dargestellt in Fig. 13) erzeugt werden. In diesem Zustand können sich das Ausgangs- und das Eingangsdrehelement 3 und 2 relativ zueinander durch einen Bereich des Raumwinkels A von 1 Grad gleich $(3 - (1 - 2))$ ohne Betätigen der Reibungsvorrichtung 13 drehen. So arbeitet in dem Bereich eines Raumwinkels A (Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung), dargestellt an C in Fig. 19, die zweite Feder 8 jedoch tritt ein Gleiten in der Reibungsvorrichtung 13 nicht auf. Folglich können kleine Torsionsschwingungen, welche ein Rattern und Dämpfungsgeräusche während eines Fahrens hervorrufen könne, wirksam aufgenommen werden.

Nachfolgend ist der Betrieb in einem Fall beschrieben, in welchem kleine Schwingungen, wie Leerlaufschwingungen, der Kupplungsscheibenanordnung 1 zugeführt werden. In diesem Fall arbeitet die Dämpfungsvorrichtung in dem positiven und negativen ersten Bereich (von -2 bis 5 Grad, z. B. Fig. 9, 10 und 11). Wenn kleine Torsionsschwingungen beispielsweise in dem in Fig. 9 dargestellten Zustand zugeführt werden, so dreht sich das Ausgangsdrehelement 3 relativ zu dem getrennten Flansch 6, dem Zwischenteller 11 und dem Eingangsdrehelement 2. Bei diesem Vorgang arbeiten die ersten Federn 7, und es tritt kein Gleiten in der Reibungsvorrichtung 13 auf. Der Betrag des Torsionswinkels der Dämpfungsvorrichtung bei diesem Vorgang ist nicht größer als der Gesamtbaumwinkel B (4 Grad) des dritten Stopps 12.

Die niedrige Steifigkeit und das niedrige Hysteresedrehmoment, welche bei dem Bereich der ersten Stufe erreicht werden, verbessern den Standgetriebegeräuschpegel. Ob-

wohl die niedrige Steifigkeit und das niedrige Hysteresedrehmoment, welche in dem ersten Bereich zu einem höheren Ausmaß erreicht werden, eine Sprung- bzw. Ruckerscheinung bewirken können, wird die Sprungerscheinung bei der Kupplungsscheibenanordnung 1 durch Vorsehen der Bereiche eines hohen Hysteresedrehmoments in den gegenüberliegenden Seiten des Bereichs der ersten Stufe (erster Bereich) unterdrückt. Die obige Sprungerscheinung ist eine Erscheinung, bei welcher Schwingungen von Wänden sowohl von der positiven als auch von der negativen zweiten Stufe zurückprallen und sich zu Schwingungen über den gesamten ersten Bereich entwickeln, so daß Geräusche mit einem höheren Pegel als ein Standgetriebegeräuschpegel auftreten.

Wie oben beschrieben, bewirkt die Reibungsvorrichtung 13 einen Reibeingriff zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangsdrehelement 2 und 3 in der Drehrichtung und kann ein Gleiten in den Bereichen der ersten und der zweiten Stufe bewirken. Der Raum des zweiten Torsionswinkels 2 bei dem dritten Stopp 12 und der Raum des dritten Torsionswinkels 3 bei dem vierten Stopp 14 dient als Reibungsunterdrückungs-Einrichtung zum Verhindern eines Gleitens in der Reibungsvorrichtung 13, welches durch Torsionsschwingungen eines vorbestimmten Drehmoments oder weniger in den Bereichen der ersten und der zweiten Stufe hervorgerufen werden kann. Ferner kann die gesamte zweite Dämpfungsvorrichtung 5 als Reibungsvorrichtung betrachtet werden, welche kein internes Gleiten bewirkt, wenn ihr Torsionsschwingungen zugeführt werden, die nicht größer sind als das vorbestimmte Drehmoment in dem ersten und dem zweiten Bereich, welche jedoch ein internes Gleiten bewirkt, um eine Reibung zu erzeugen, wenn ihr Torsionsschwingungen zugeführt werden, die größer sind als das vorbestimmte Drehmoment. Der dritte Stopp 12 kann betrachtet werden als erste Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung, welche ein Gleiten in der Reibungsvorrichtung 13 unterdrückt, wenn ihr Torsionsschwingungen zugeführt werden, die nicht größer sind als das vorbestimmte Drehmoment in dem Bereich der ersten Stufe. Der vierte Stopp 14 kann betrachtet werden als zweite Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung, welche ein Gleiten in der Reibungsvorrichtung 13 unterdrückt, wenn ihr Torsionsschwingungen zugeführt werden, die nicht größer sind als das vorbestimmte Drehmoment in dem Bereich der zweiten Stufe.

Bei der Kupplungsscheibenanordnung 1 wird der Bereich der zweiten Stufe des Torsionswinkels durch Verwenden der tellerartigen Kopplungsabschnitte 31 anstelle von herkömmlichen Haltestiften vergrößert, wobei sich der Resonanzpunkt der Motordrehzahl hin zu der unteren Seite verschiebt. Ferner kann das hohe Hysteresedrehmoment eine Spitze des Resonanzpunktes verringern.

Ferner können Rasse- und Dämpfgeräusche während eines Fahrens durch Verwenden der Struktur verringert werden, welche ein hohes Hysteresedrehmoment in Reaktion auf kleine Torsionsschwingungen nicht verringert, zusätzlich zu der Struktur, welche die niedrige Steifigkeit in dem Bereich der zweiten Stufe des Torsionswinkels erreicht.

Eine Kombination aus einer Struktur, welche die niedrige Steifigkeit in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien erreicht, und einer Struktur, welche das niedrige Hysteresedrehmoment in Reaktion auf kleine Schwingungen in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien erzeugt, ist möglich.

Bei der oben beschriebenen Kupplungsscheibenanordnung 1 kann eine Verwendung des tellerartigen Kopplungsabschnitts 31 den gesamten Torsionswinkel erheblich vergrößern und insbesondere den Torsionswinkel des zweiten Bereichs gegenüber dem Stand der Technik erheblich ver-

größern. Dieser maximale Torsionswinkel beträgt vorzugsweise 20 Grad oder mehr, weiter vorzugsweise 30 Grad oder mehr, und noch weiter vorzugsweise 40 Grad oder mehr. Bei diesem Ausführungsbeispiel beträgt der zulässige maximale Torsionswinkel gleich der Summe aus jenen in der positiven und der negativen Richtung etwa 60 Grad. Der zulässige maximale Torsionswinkel in der positiven Richtung beträgt etwa 35 Grad, und der zulässige maximale Torsionswinkel in der negativen Richtung beträgt etwa 25 Grad. Ferner ist der Winkel von 30 Grad oder mehr in dem positiven zweiten Bereich gewährleistet. Durch Gewährleisten des größeren maximalen Torsionswinkels als bei dem Stand der Technik wird die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich bedeutend verringert. Ferner kann die Torsionssteifigkeit proportional zu dem Torsionswinkel bei der Struktur mit dem Stoppdrehmoment im wesentlichen gleich jenem bei dem Stand der Technik verringert werden. Das Stoppdrehmoment liegt in einem Bereich von 18,4 bis 21,0 kpm. Die Torsionssteifigkeit ist gleich 0,71 kpm/Grad und liegt vorzugsweise in einem Bereich von 0,6 bis 0,8 kpm/Grad. Die Torsionssteifigkeit, welche 1,5 kpm/Grad nicht überschreitet, erreicht eine bislang unerreichte Wirkung, und die Steifigkeit, welche 1,0 kpm/Grad nicht überschreitet, ist weiter vorzuziehen.

Die niedrige Steifigkeit wird erreicht durch Erhöhen des maximalen Torsionswinkels in der zweiten Stufe der Torsionskennlinien wie oben beschrieben, und diese niedrige Steifigkeit erreicht die folgenden Wirkungen. Erstens kann die Struktur einen Aufwärtsstoß, welcher während eines Übergangs von der ersten Stufe zu der zweiten Stufe auftreten kann, verringern. Dieser Stoß ist ein erster Stoß, welcher auf einen Fahrer wirkt, wenn dieser ein Gaspedal niederdrückt. Zweitens kann die Torsionsresonanzfrequenz auf unterhalb des Betriebsgeschwindigkeitsbereichs des Motors infolge der verringerten Steifigkeit festgelegt werden. Folglich werden die Getriebegeräusche und Dämpfungsgeräusche des Antriebssystems während eines Fahrens verringert.

Erfindungsgemäß ist das Hysteresedrehmoment (dargestellt durch den Buchstaben A in Fig. 19), welche auftritt, wenn die Vorrichtung kleine Torsionsschwingungen in dem zweiten Bereich empfängt, viel kleiner als ein Hysteresedrehmoment, welches in einem zweiten Bereich bei einer Dämpfungsvorrichtung des Standes der Technik erzeugt wird. Genauer arbeitet die Reibungsvorrichtung 13 in dem zweiten Bereich infolge eines nicht vorhandenen Kontaktes zwischen der Feder 8 und dem Eingriffsabschnitt 61 nicht in dem zweiten Bereich, wenn kleine Schwingungen vorhanden sind, und daher arbeitet lediglich die Reibungsvorrichtung 15 (Bereich, welcher durch einen Buchstaben A in Fig. 19 dargestellt ist). Bei größeren Schwingungen tritt ein Kontakt zwischen dem Eingriffsabschnitt 61 auf, und die Reibungsvorrichtung 13 arbeitet mit der Reibungsvorrichtung 15.

Beispielsweise beträgt bei der vorliegenden Erfindung das Hysteresedrehmoment in dem Bereich A (Fig. 19) bei dem offenbarten Ausführungsbeispiel 0,06 kpm. Dieses Hysteresedrehmoment liegt vorzugsweise in einem Bereich von 0,04 bis 0,08 kpm. Das Hysteresedrehmoment, welches 0,20 kpm nicht überschreitet, ist eine bis jetzt unerreichte Wirkung, welche bei dem Stand der Technik nicht zu finden war, und ist ferner vorzugsweise gleich oder niedriger als 0,10 kpm. Dieses Hysteresedrehmoment ist 0,04mal größer als das Hysteresedrehmoment, welches auftritt, wenn das Drehmoment in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien groß ist und die Schwingungen eines großen Torsionswinkels zugeführt werden (wenn beide Vorrichtungen 13 und 15 arbeiten). Das Verhältnis beträgt vorzugsweise 0,15 oder weniger, und beträgt weiter vorzugsweise 0,10 oder

weniger. Wenn dieses Verhältnis in einem Bereich von 0,03 bis 0,05 liegt, so kann die beste Wirkung erzielt werden. Wie oben beschrieben, ist das Hysteresedrehmoment, welches durch die kleinen Torsionsschwingungen erzeugt wird, ausreichend verringert. Diese Struktur, welche ein derartig verringertes Hysteresedrehmoment aufweist, arbeitet mit der vorhergehenden Struktur, welche die niedrige Steifigkeit in dem zweiten Bereich aufweist, zusammen, um bessere Kennlinien der niedrigen Steifigkeit und des niedrigeren Hysteresedrehmoments bezüglich der kleinen Torsionsschwingungen zu liefern. Folglich sind die Getriebegeräusche und die Dämpfungsgeräusche des Antriebssystems während eines normalen Fahrens gegenüber dem Stand der Technik erheblich verringert.

Gemäß der Dämpfungsvorrichtung der Erfindung ist der zulässige maximale Torsionswinkel vergrößert, so daß die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien bedeutend verringert werden kann. Außerdem kann das Hysteresedrehmoment, welches in Reaktion auf die Torsionsschwingungen auftritt und das vorbestimmte Drehmoment in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien nicht überschreitet, kleiner sein als das bei dem Stand der Technik. Die Kombination aus der niedrigen Torsionssteifigkeit und dem niedrigen Hysteresedrehmoment, welche oben beschrieben ist, kann die Getriebegeräusche und Dämpfungsgeräusche des Antriebssystems während eines Fahrens bedeutend verringern.

Patentansprüche

1. Dämpfungsvorrichtung, umfassend:
 - einen ersten mit einem Fenster ausgebildeten Drehteller;
 - einen zweiten, an dem ersten Drehteller coaxial ausgerichteten Drehteller, wobei der zweite Drehteller auf einer ersten Axialseite des ersten Drehtellers angeordnet ist, wobei der zweite Drehteller eine erste Stütze neben dem Fenster aufweist, wobei die Dämpfungsvorrichtung in einem torsionsfreien Zustand ist;
 - einen dritten, an dem ersten und dem zweiten Drehteller coaxial ausgerichteten Drehteller, wobei der dritte Drehteller auf der zweiten Axialseite des ersten Drehtellers angeordnet ist, wobei der dritte Drehteller eine zweite Stütze neben dem Fenster aufweist;
 - einen tellerartigen Kopplungsabschnitt, welcher in einer Axialrichtung zwischen Außenumfangsabschnitten des zweiten und des dritten Drehtellers verläuft und den zweiten und den dritten Drehteller miteinander verbindet, wobei der Kopplungsabschnitt eine Hauptfläche aufweist, welche in eine Radialauswärtsrichtung relativ zu der Dämpfungsvorrichtung weist;
 - ein erstes elastisches Element, welches in dem Fenster und zwischen der ersten und der zweiten Stütze angeordnet ist und den ersten Drehteller mit dem zweiten und dem dritten Drehteller elastisch und in Umfangsrichtung verbindet, wobei das erste elastische Element zwischen dem Fenster und der ersten und zweiten Stütze in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem ersten Drehteller und dem zweiten und dritten Drehteller zusammengedrückt wird;
 - eine Nabe, welche bezüglich des ersten, zweiten und dritten Drehtellers in einem Radialeinwärtsabschnitt des ersten Drehtellers coaxial angeordnet ist;
 - ein zweites elastisches Element, welches den ersten Drehteller mit einer Nabe elastisch und in Umfangsrichtung verbindet, wobei das zweite elastische Element eine Steifigkeit aufweist, die niedriger ist als eine Steifigkeit des ersten elastischen Elements;

eine Reibungsvorrichtung, welche in der Dämpfungsvorrichtung angeordnet ist und derart angepaßt ist, daß sie einen Reibungswiderstand in Reaktion auf ein Zusammendrücken des ersten elastischen Elements in einem vorbestimmten Bereich einer relativen Drehverschiebung innerhalb der Dämpfungsvorrichtung erzeugt; und
 eine Reibungserzeugungs-Unterdrückungsvorrichtung, welche derart angepaßt ist, daß sie einen Betrieb der Reibungsvorrichtung bezüglich einer Torsionsschwingung innerhalb eines vorbestimmten Torsionsverschiebungswinkels in dem vorbestimmten Bereich der relativen Drehverschiebung begrenzt, wobei der erste Drehteller an einem Außenumfang davon mit einem Stoppabschnitt ausgestattet ist, welcher derart angepaßt ist, daß er in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem ersten Drehtellerelement und dem zweiten und dritten Drehtellerelement in Kontakt mit dem tellerartigen Kopplungsabschnitt ist.
 2. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 1, wobei der tellerartige Kopplungsabschnitt in Radialrichtung nach außen von dem Fenster angeordnet ist.
 3. Drehmomentübertragungsvorrichtung, umfassend:
 ein erstes Drehelement;
 ein zweites Drehelement, welches derart angepaßt ist, daß es eine relative Drehung bezüglich des ersten Drehelements begrenzt;
 eine Dämpfungsvorrichtung mit einer Vielzahl von elastischen Elementen, welche betriebsfähig zwischen dem ersten und zweiten Drehelement angeordnet sind, wobei die elastischen Elemente in Umfangsrichtung in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem ersten und zweiten Drehelement zusammengedrückt werden können, wobei die Dämpfungsvorrichtung derart angepaßt ist, daß sie Torsionsschwingungen in einem ersten Bereich und einem zweiten Bereich einer Drehverschiebung dämpfen, wobei die Dämpfungsvorrichtung einen größeren Steifigkeitsgrad in dem zweiten Bereich als in dem ersten Bereich aufweist;
 eine Reibungsvorrichtung, welche betriebsfähig zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnet ist und derart angepaßt ist, daß sie einen Reibungswiderstand in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem ersten und zweiten Drehelement in dem zweiten Bereich erzeugt; und
 eine Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement, welche derart angepaßt ist, daß sie einen Betrieb der Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs innerhalb des zweiten Bereichs begrenzt, so daß eine erzeugte Reibung innerhalb des vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs verringert wird, und
 wobei ein maximaler Drehverschiebungswinkel zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement mindestens 20° beträgt.
 4. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 3, wobei der maximale Drehverschiebungswinkel zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement mindestens 30° beträgt.
 5. Drehübertragungsvorrichtung nach Anspruch 3, wobei der maximale Drehverschiebungswinkel zwischen dem ersten und zweiten Drehelement mindestens 40° beträgt.
 6. Drehmomentübertragungsvorrichtung, umfassend:
 ein erstes Drehelement;
 ein zweites Drehelement, welches derart angepaßt ist,

daß es eine relative Drehung bezüglich des ersten Drehelements begrenzt;
 eine Dämpfungsvorrichtung, welche zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnet ist, wobei die Dämpfungsvorrichtung eine Vielzahl von elastischen Elementen aufweist, welche betriebsfähig zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnet sind, wobei die elastischen Elemente in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement in Umfangsrichtung zusammengedrückt werden, wobei die Dämpfungsvorrichtung derart angepaßt ist, daß sie Torsionsdämpfungskennlinien innerhalb eines ersten Bereichs und eines zweiten Bereichs einer Winkelverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement aufweist, wobei die Dämpfungsvorrichtung einen größeren Steifigkeitsgrad in dem zweiten Bereich als in dem ersten Bereich aufweist;
 eine Reibungsvorrichtung innerhalb der Dämpfungsvorrichtung, welche derart angepaßt ist, daß sie einen Reibungswiderstand in Reaktion auf eine relative Drehverschiebung innerhalb mindestens eines Abschnitts des zweiten Bereichs erzeugt; und
 eine Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung, welche zwischen dem ersten und dem zweiten Drehelement angeordnet und derart angepaßt ist, daß sie einen Betrieb der Reibungsvorrichtung innerhalb eines vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs innerhalb des zweiten Bereichs begrenzt, so daß eine erzeugte Reibung innerhalb des vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs verringert wird, und wobei die Dämpfungsvorrichtung eine Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich von nicht mehr als 1,5 kpm/Grad (1,5 Kilopond · Meter pro Grad) aufweist.
 7. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich der Torsionskennlinien weniger als 1,0 kpm/Grad beträgt.
 8. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 7, wobei die Torsionssteifigkeit in dem zweiten Bereich in einem Bereich von 0,6 kpm/Grad bis 0,8 kpm/Grad beträgt.
 9. Drehmomentübertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 8, wobei die Reibungsvorrichtung und die Reibungsunterdrückungs-Vorrichtung derart angepaßt sind, daß:
 ein erster Wert eines Hysteresedrehmoments in Reaktion auf kleine Schwingungen erzeugt wird, welche eine relative Drehbewegung innerhalb des vorbestimmten Winkelverschiebungsbereichs innerhalb des zweiten Bereichs bewirken, und
 ein zweiter Wert eines Hysteresedrehmoments in Reaktion auf Schwingungen erzeugt wird, welche eine relative Drehbewegung bewirken, die größer ist als der vorbestimmte Winkelverschiebungsbereich innerhalb des zweiten Bereichs,
 der erste Wert eines Hysteresedrehmoments kleiner ist als der zweite Wert eines Hysteresedrehmoments, so daß ein Verhältnis des ersten Werts zu dem zweiten Wert nicht größer als 0,15 ist.
 10. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 9, wobei das Verhältnis (erster Wert)/(zweiter Wert) nicht größer als 0,10 ist.
 11. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 10, wobei das Verhältnis (erster Wert)/(zweiter Wert) in einem Bereich von 0,03 bis 0,05 liegt.
 12. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 9, wobei der erste Wert eines Hysteresedrehmo-

ments einen Betrag von nicht mehr als 0,20 kpm aufweist.

13. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 12, wobei der erste Wert eines Hysteresedrehmoments nicht größer als 1,10 kpm ist.

14. Drehmomentübertragungsvorrichtung nach Anspruch 13, wobei der erste Wert eines Hysteresedrehmoments in einem Bereich von etwa 0,04 kpm bis etwa 0,08 kpm liegt.

Hierzu 20 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

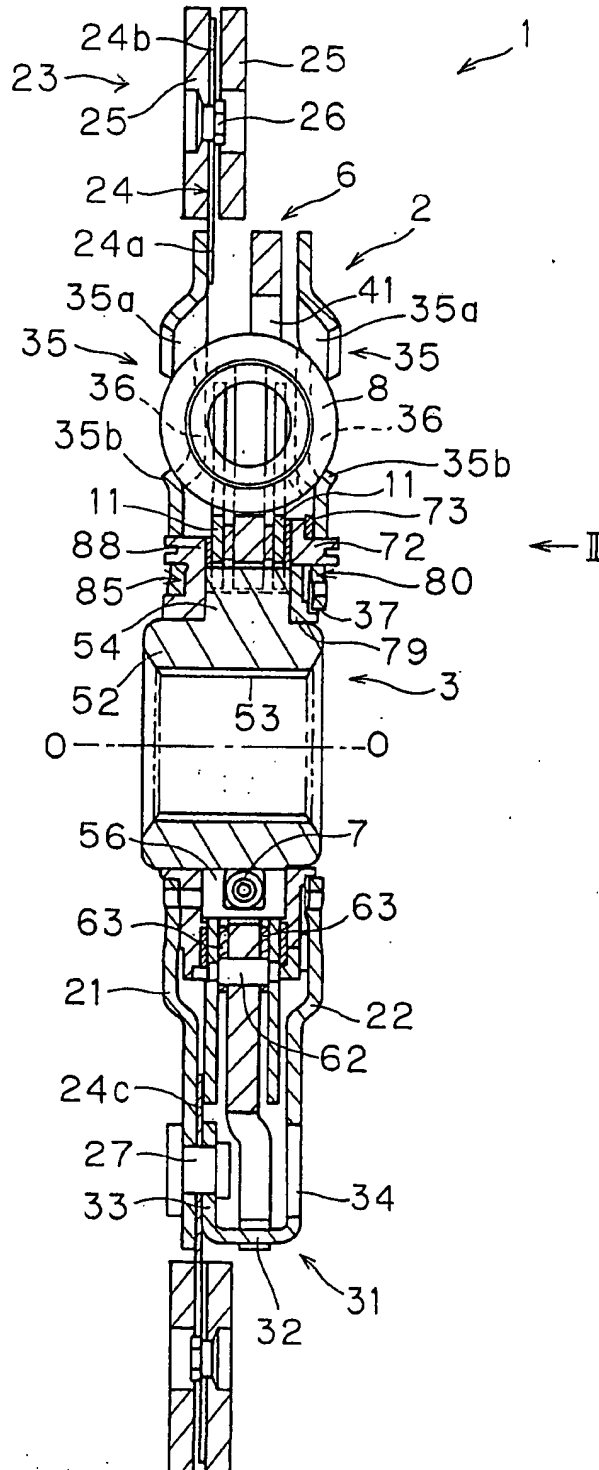
50

55

60

65

Fig. 1



902 065/725

Fig. 2

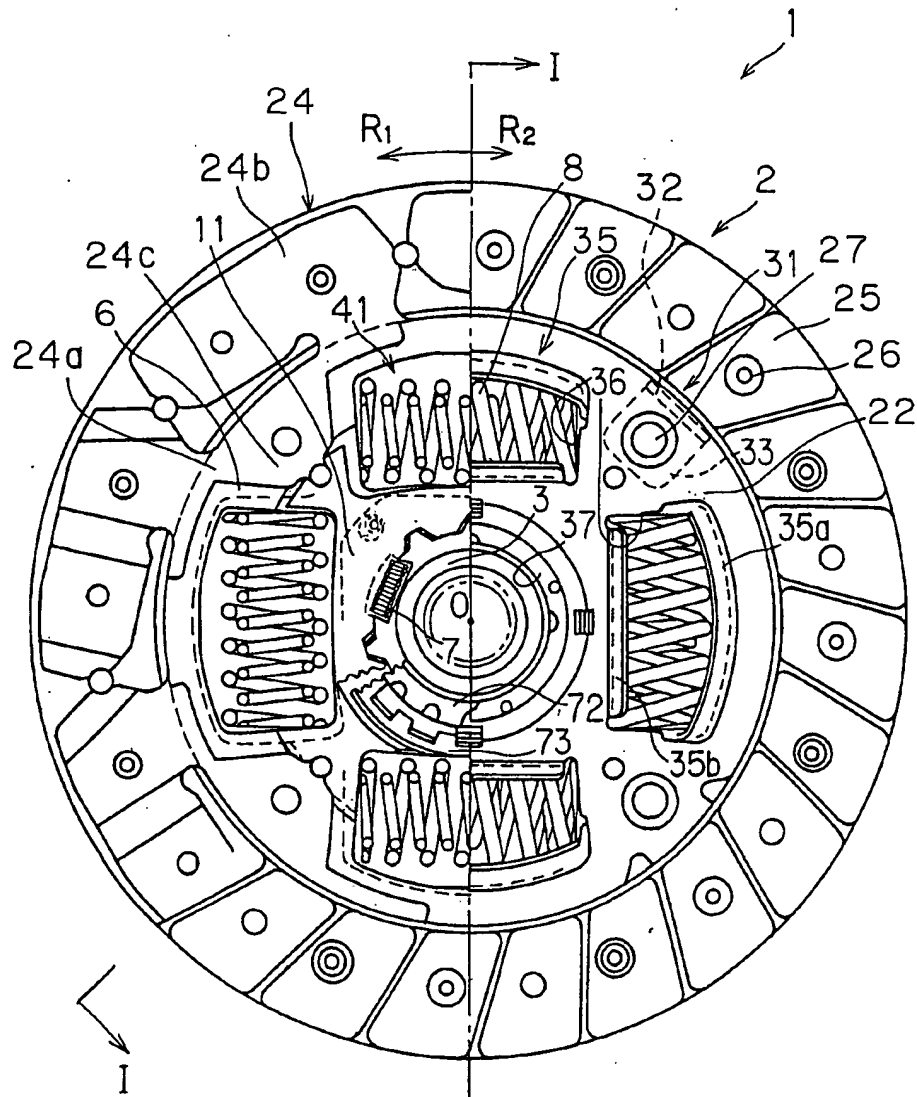


Fig. 3

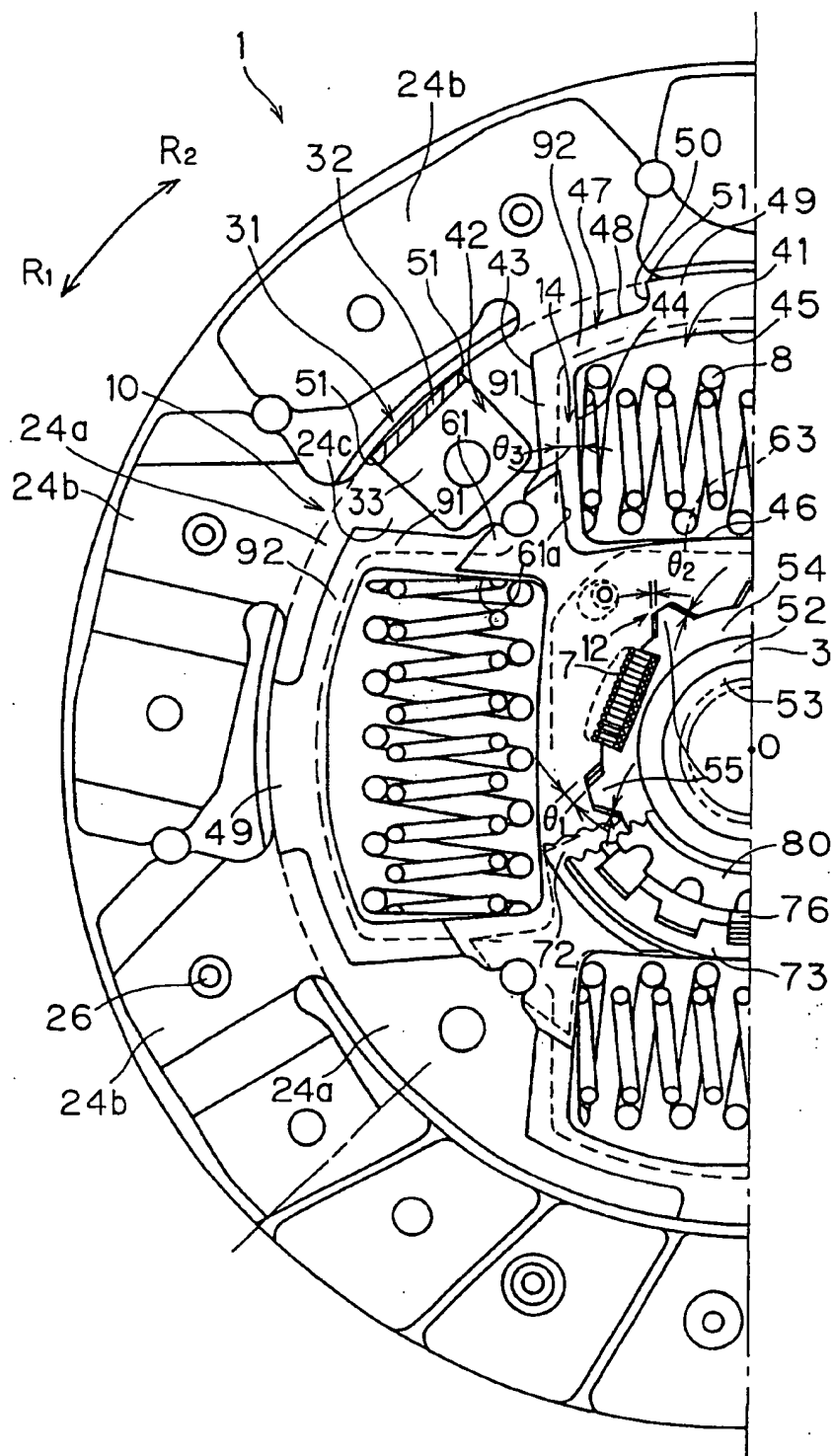


Fig. 4

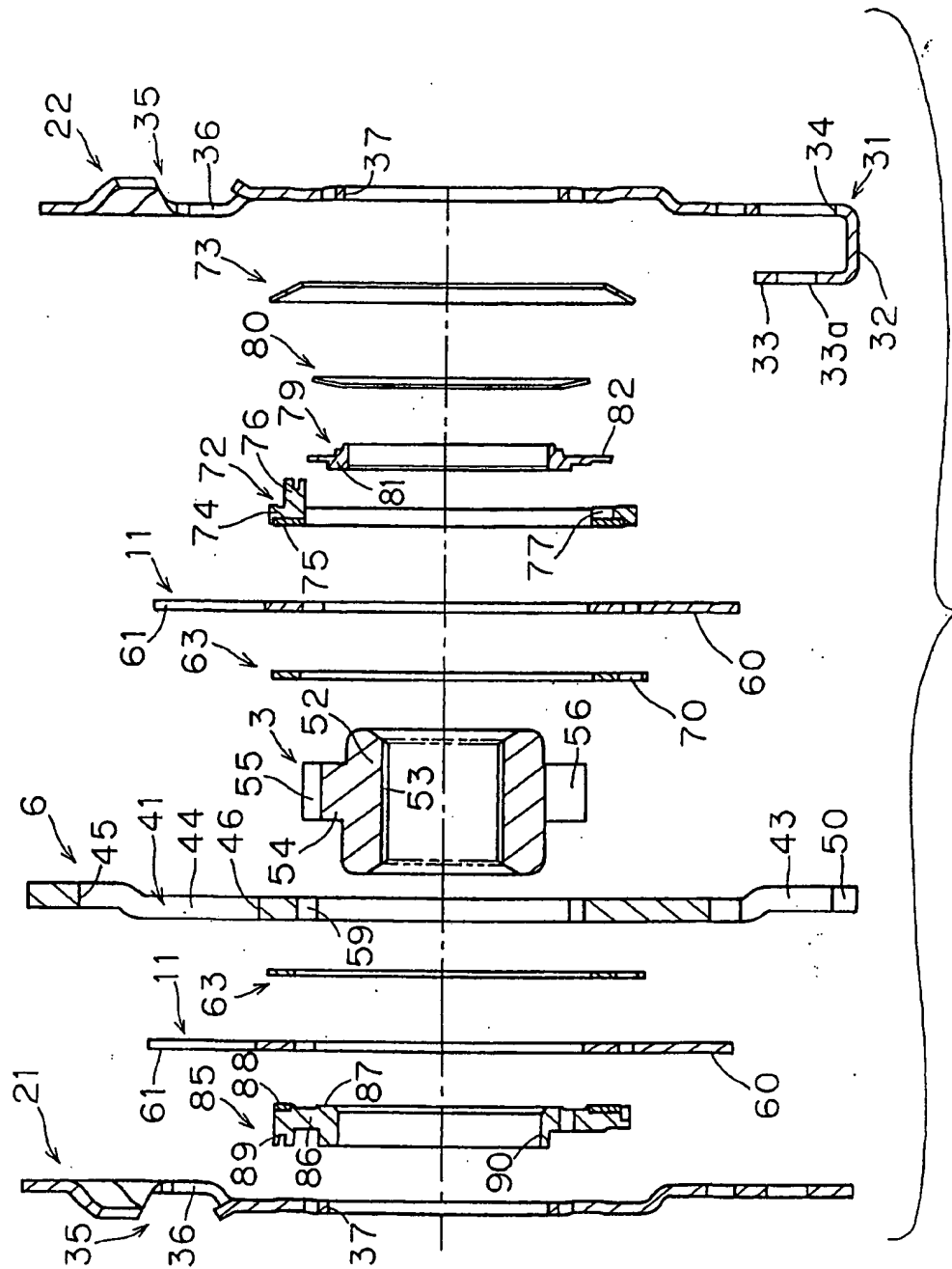


Fig. 5

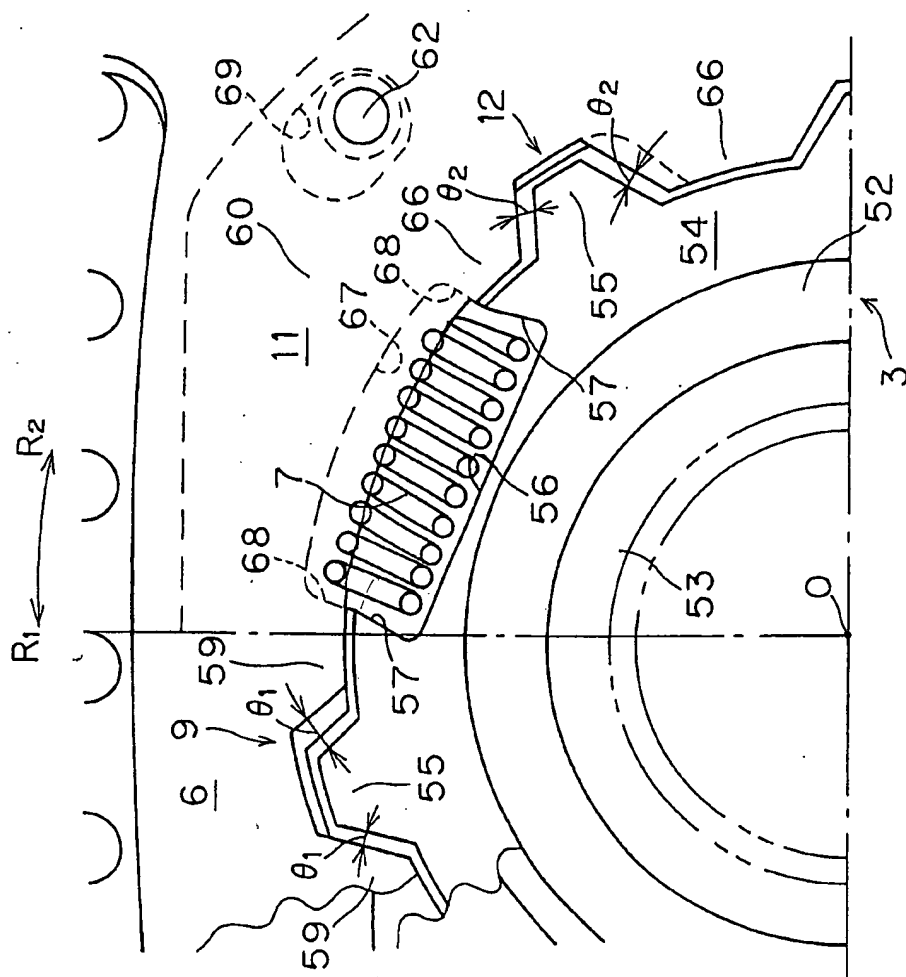


Fig. 6

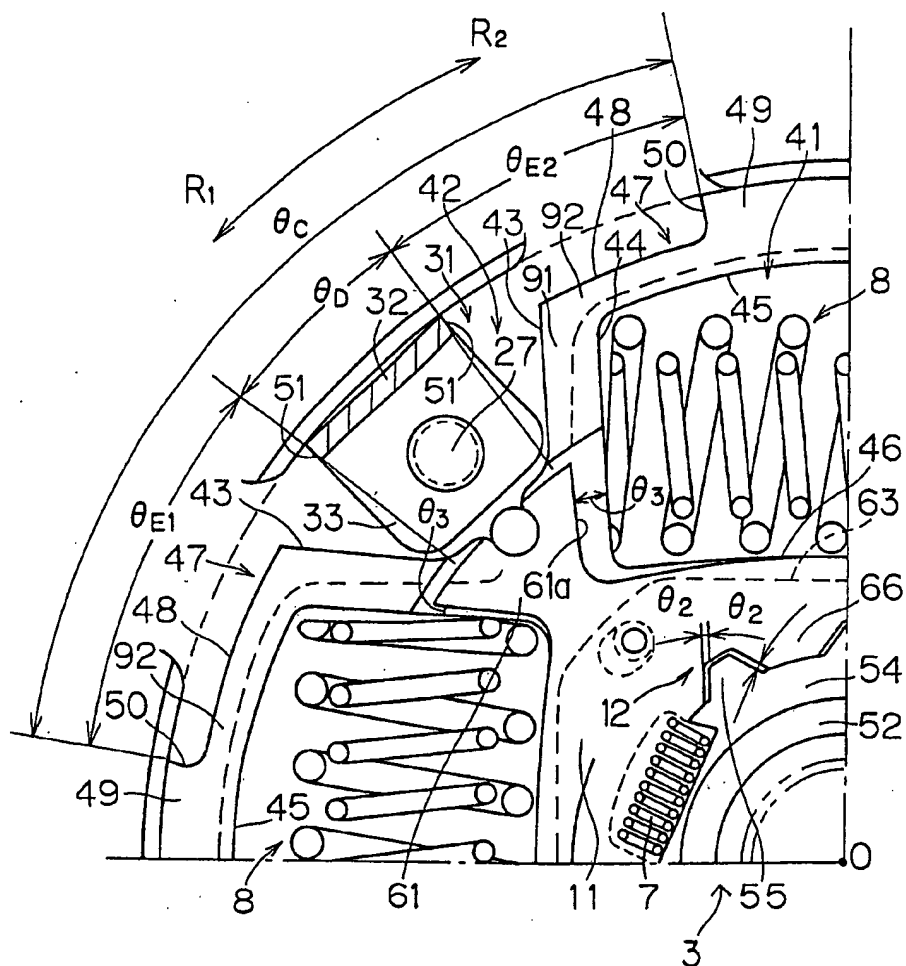


Fig. 7

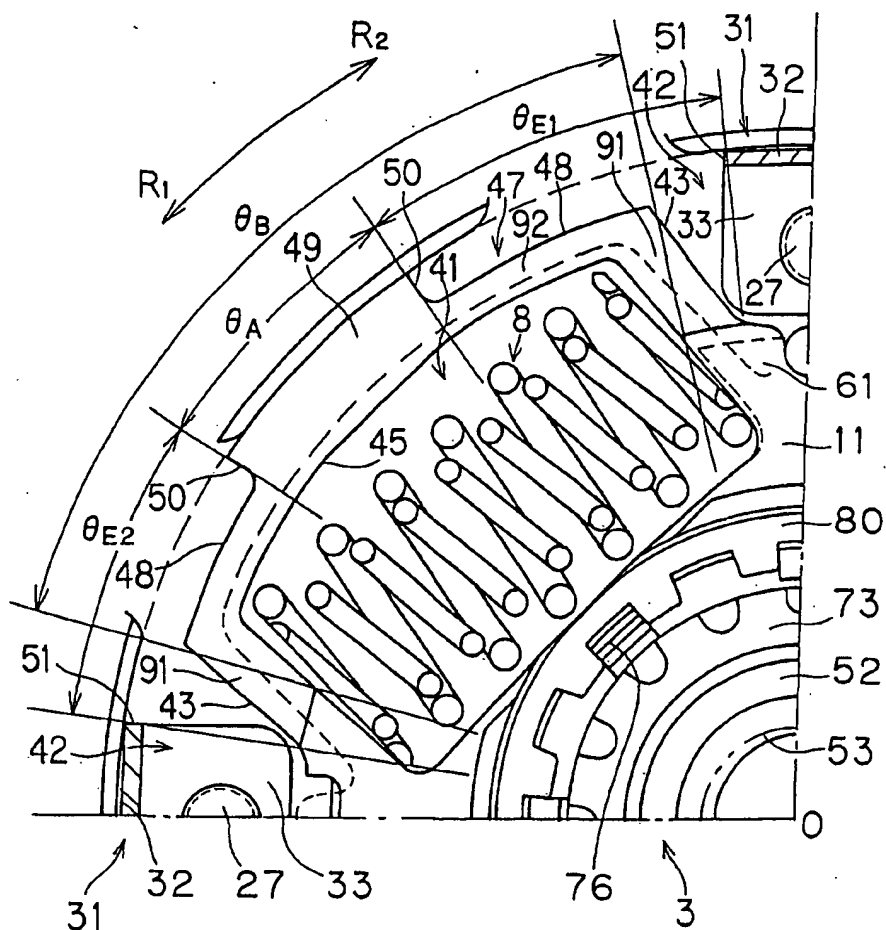


Fig. 8

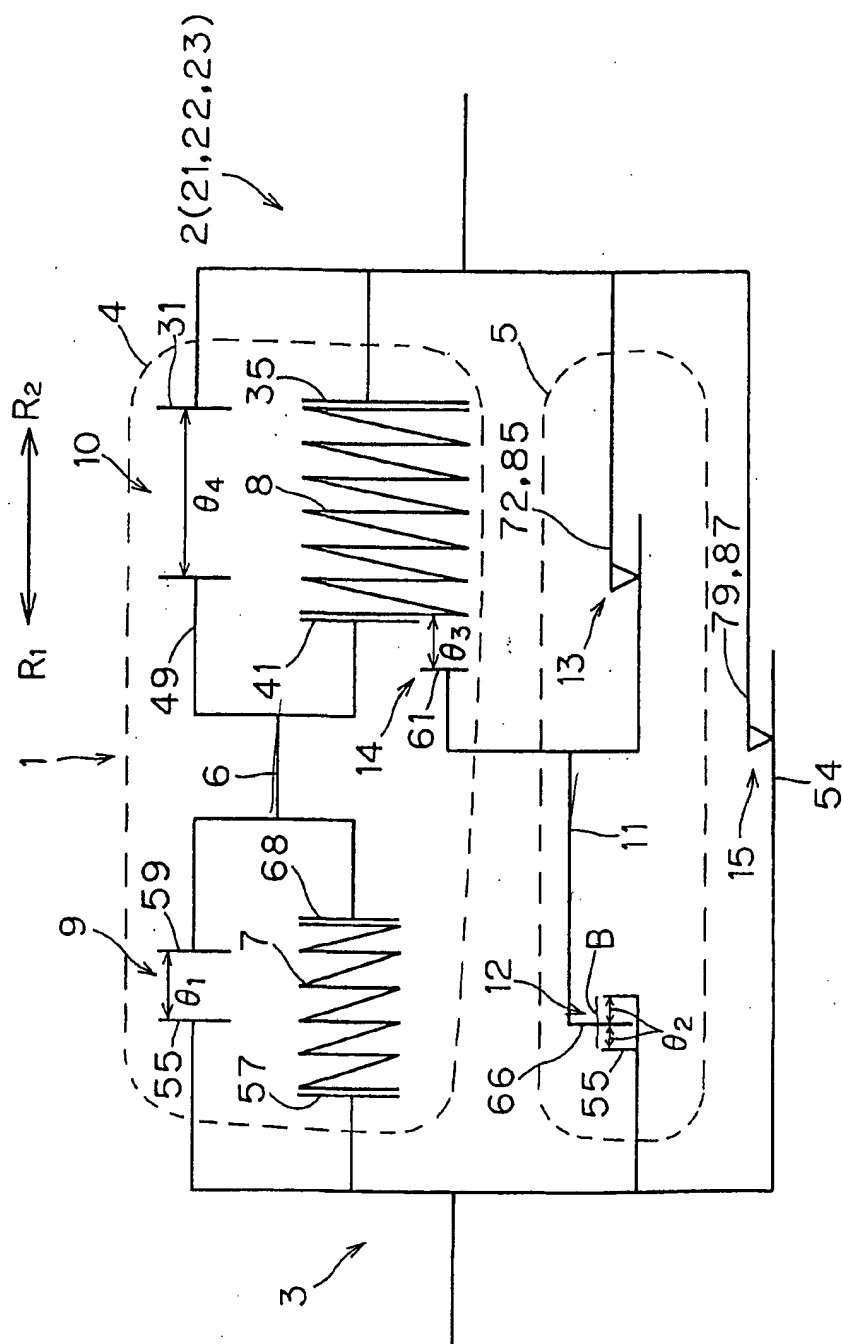


Fig. 9

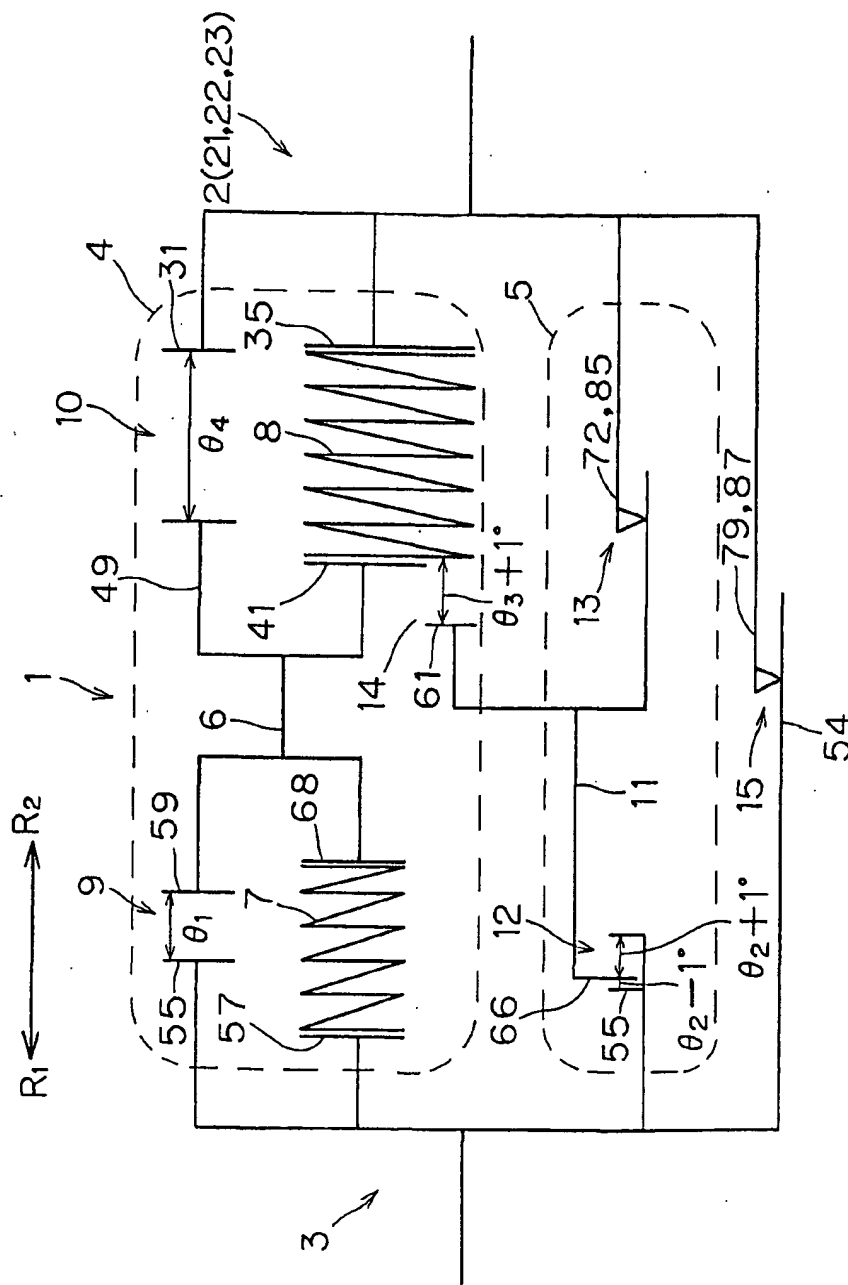


Fig. 10

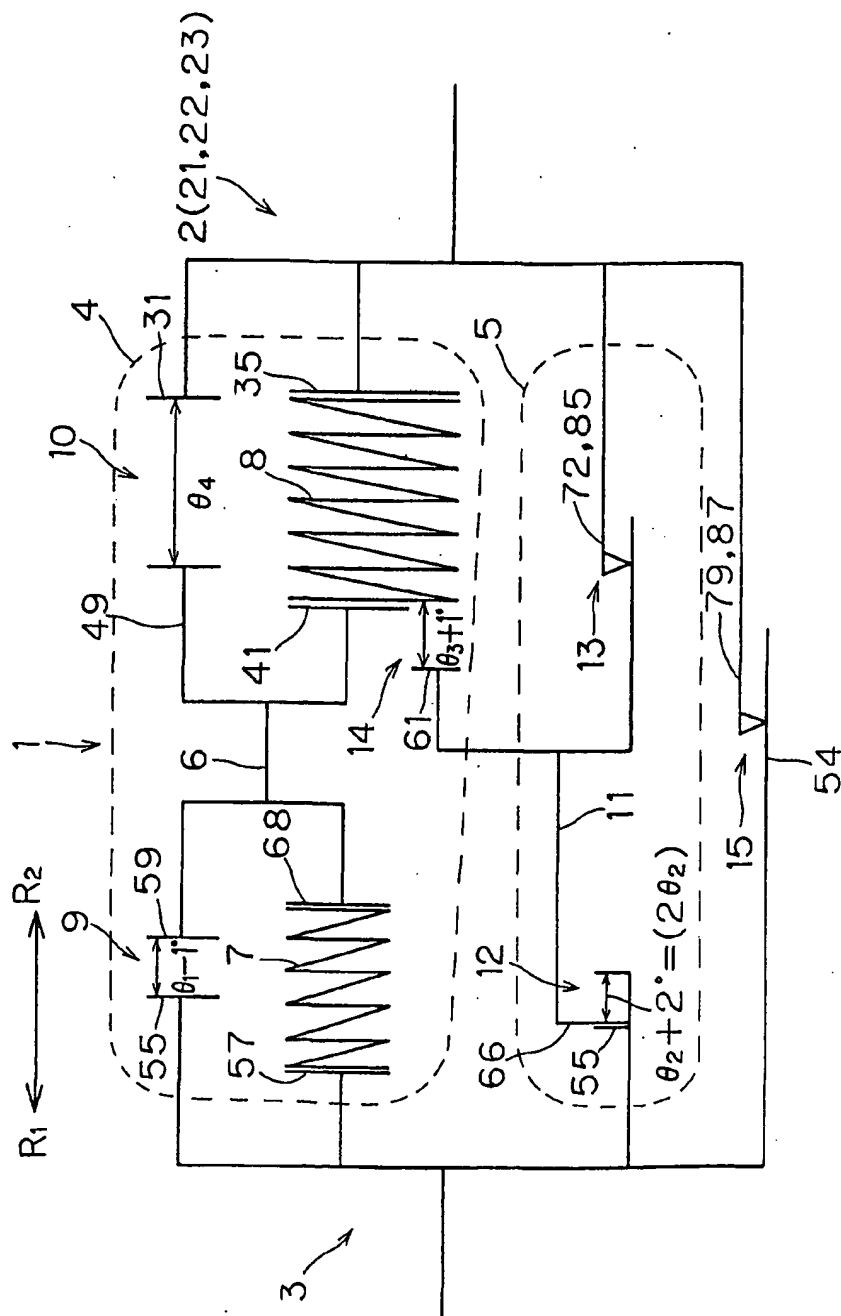


Fig. 11

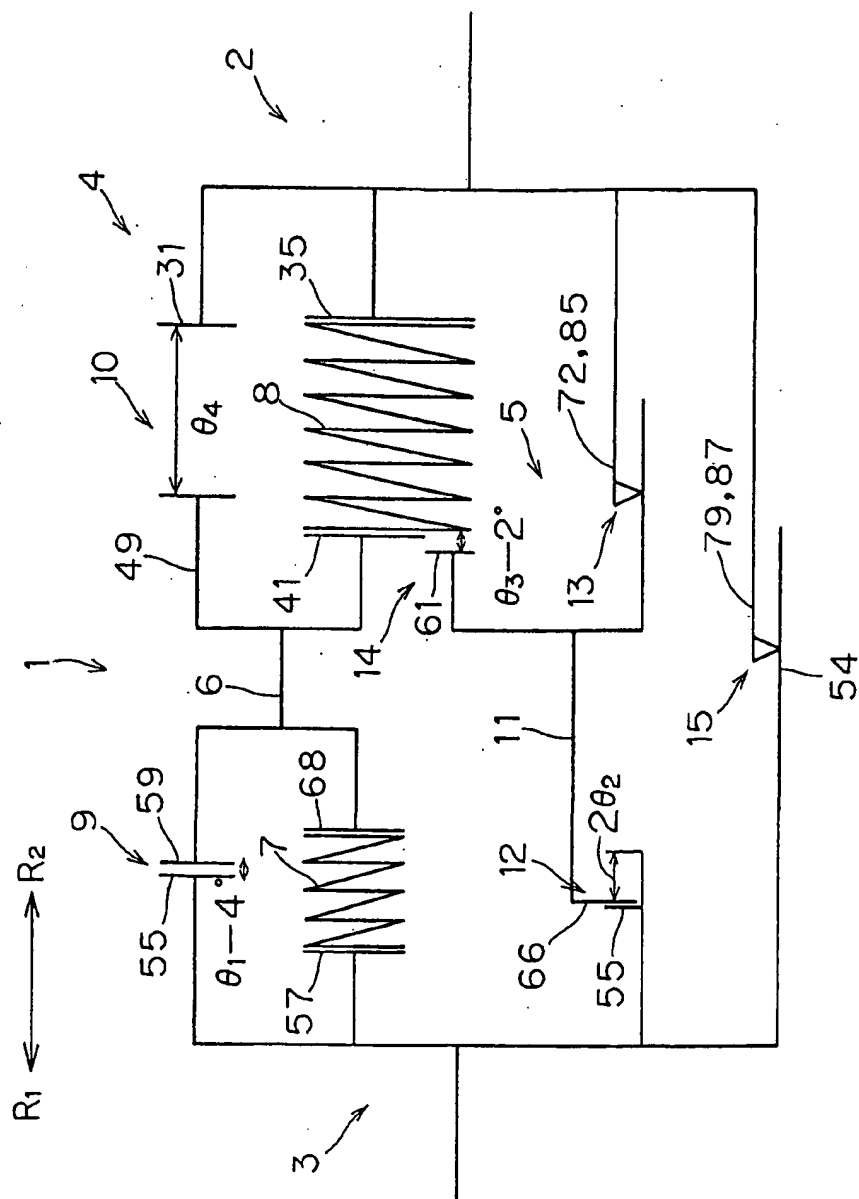


Fig. 12

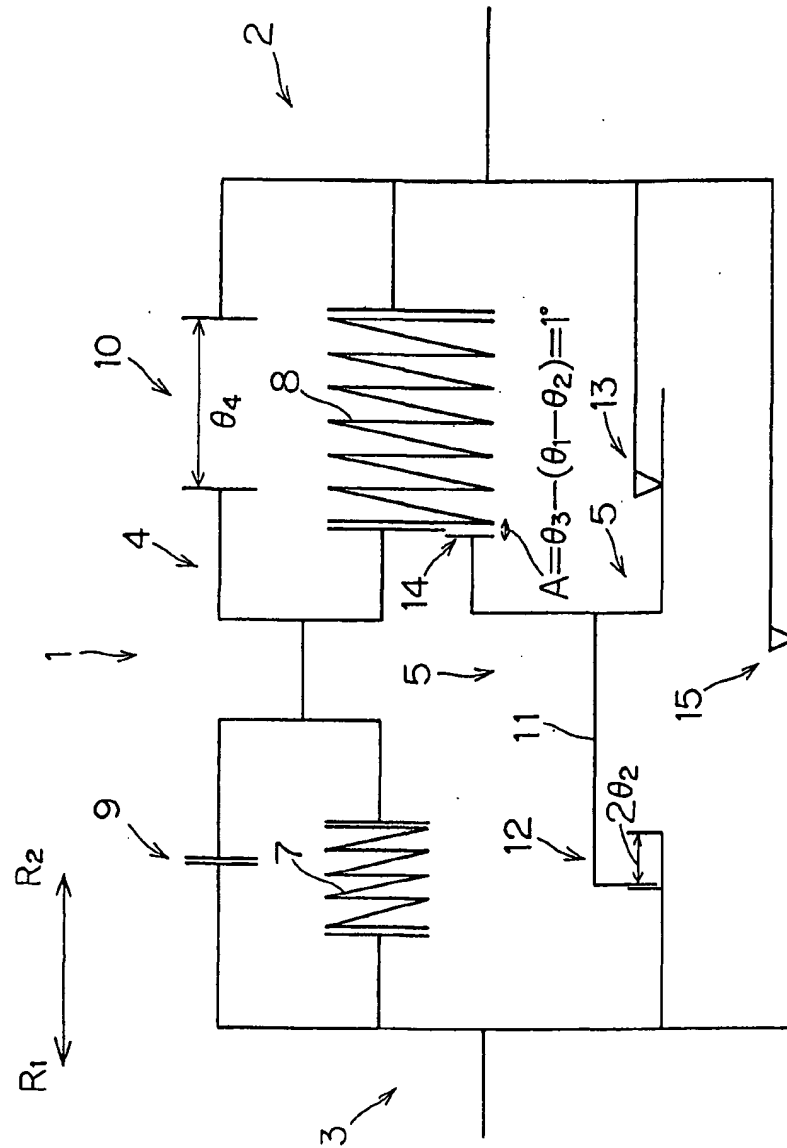


Fig. 13

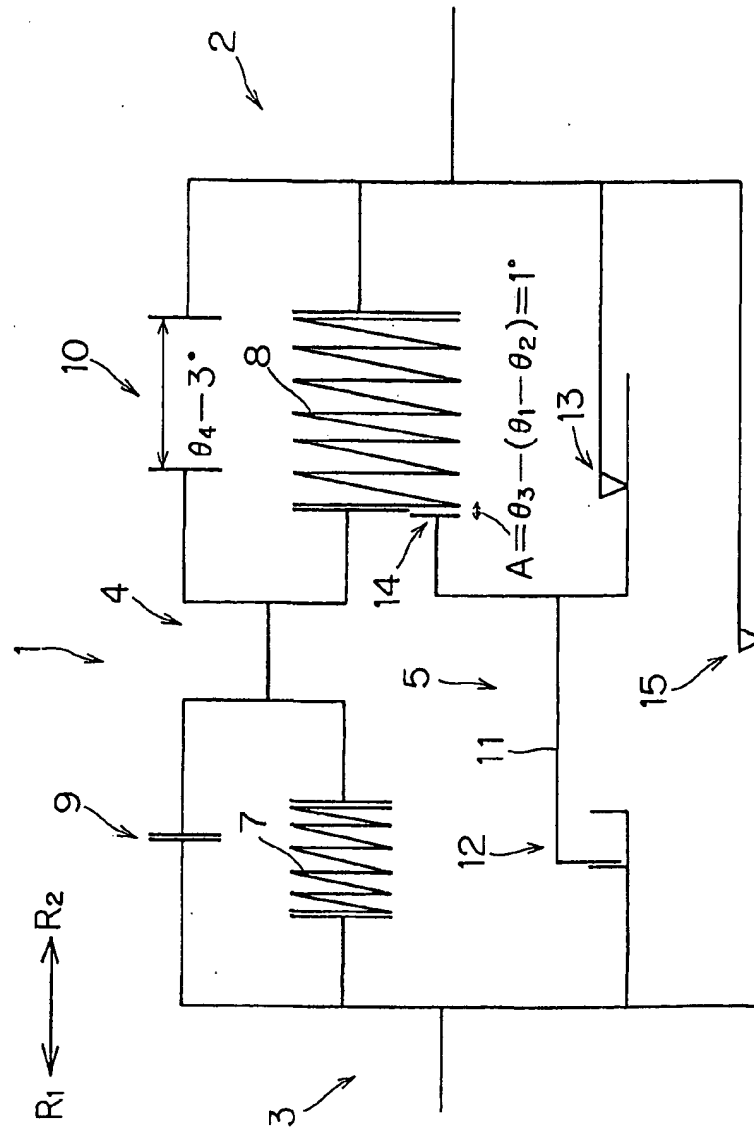


Fig. 14

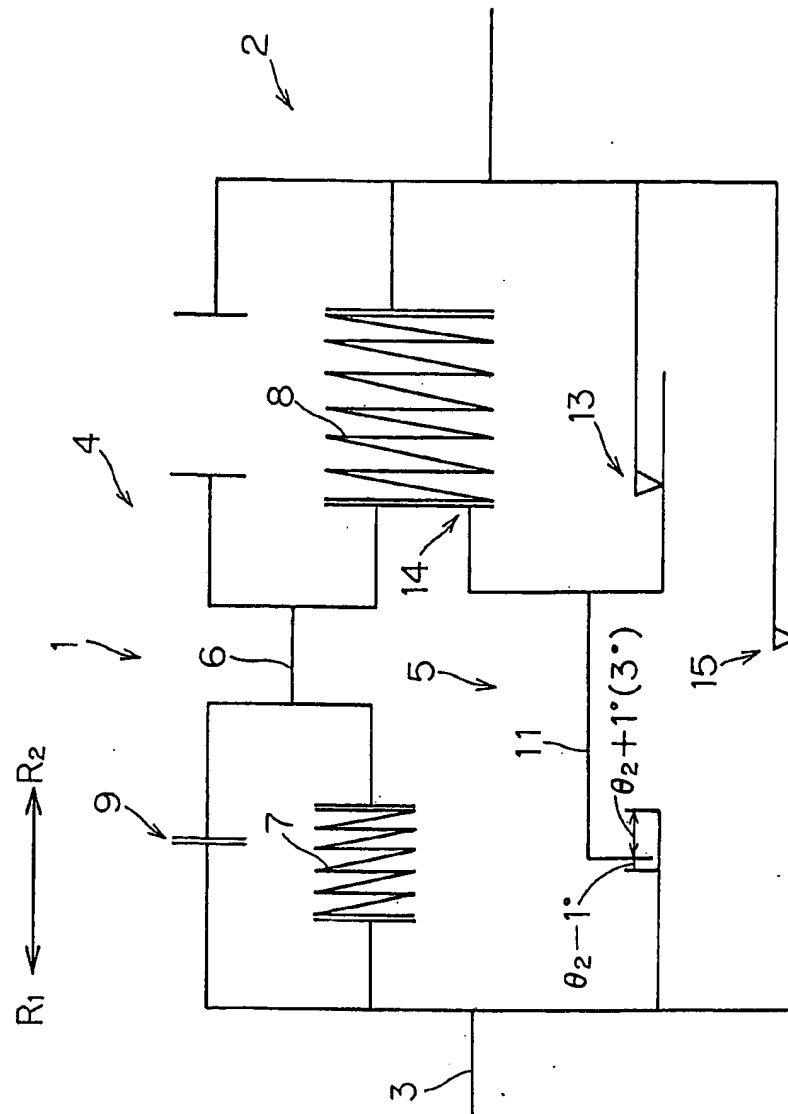


Fig. 15

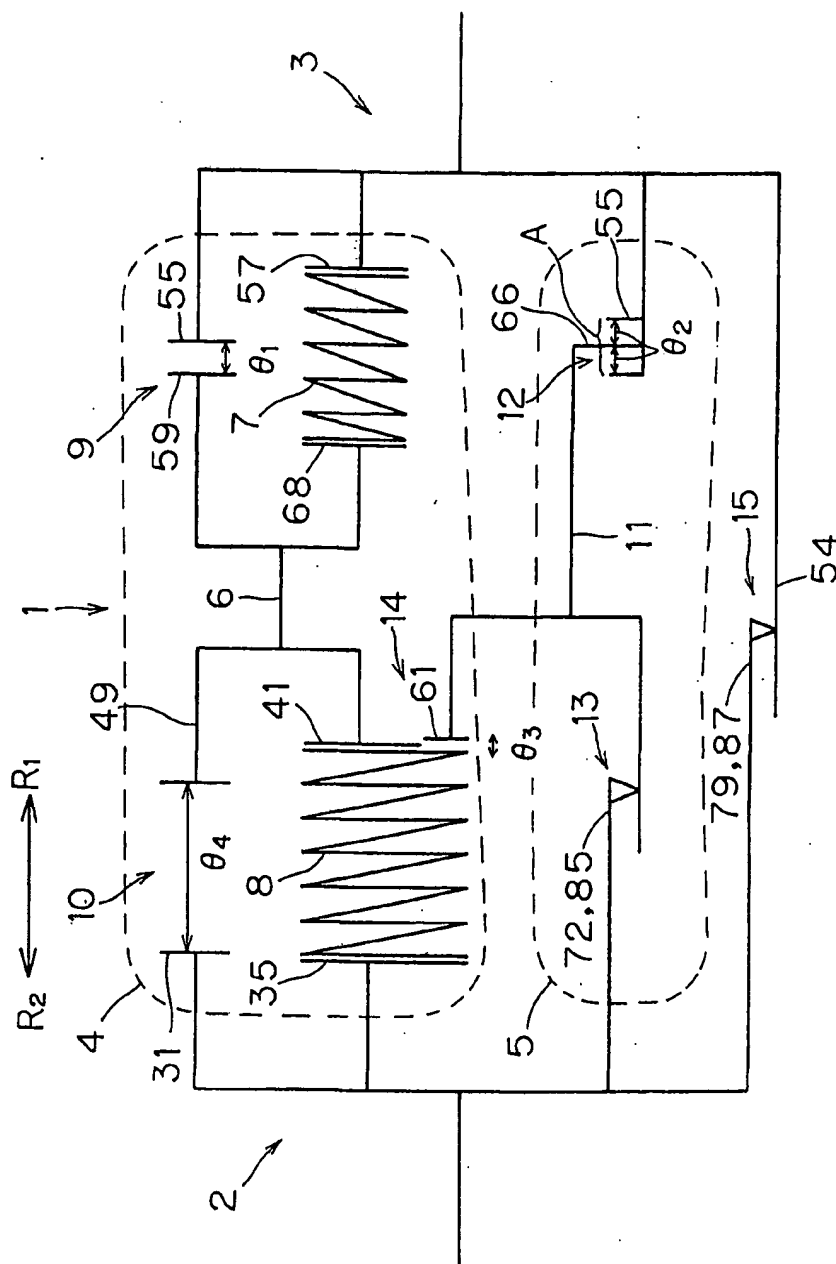


Fig. 16

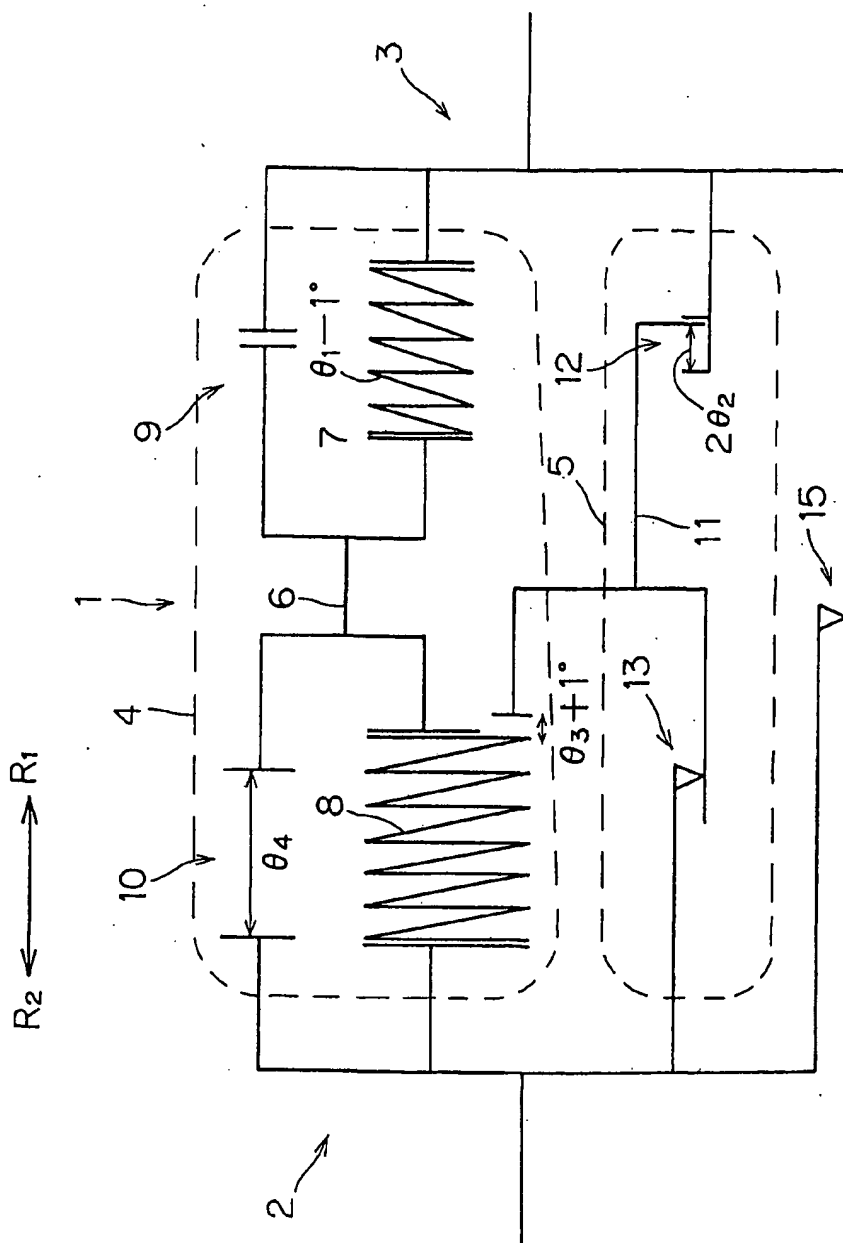


Fig. 17

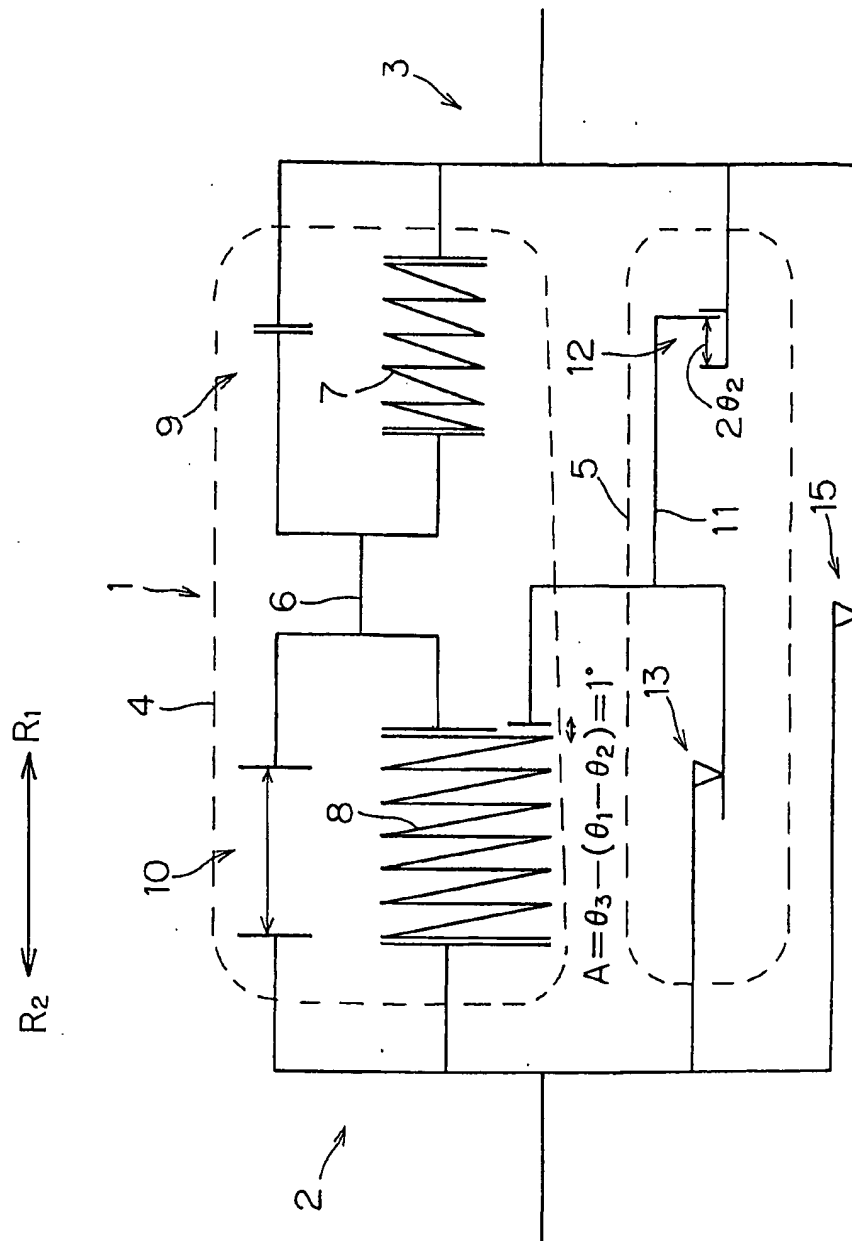


Fig. 18

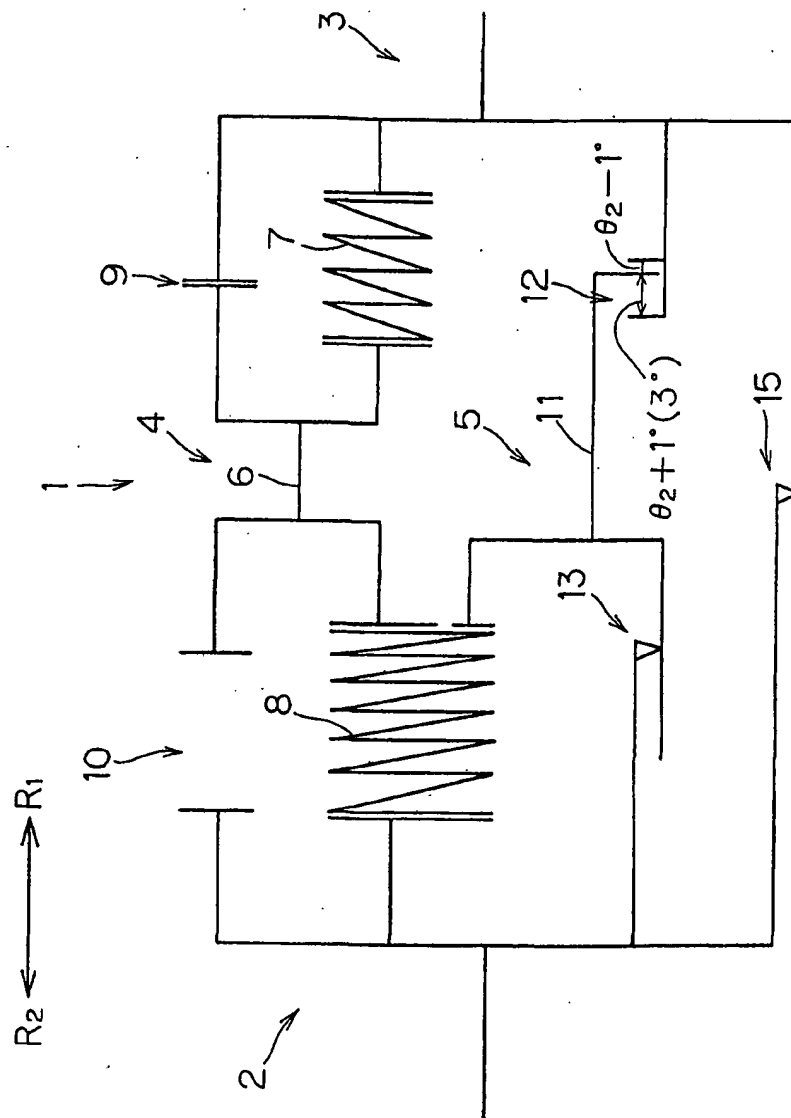


Fig. 19

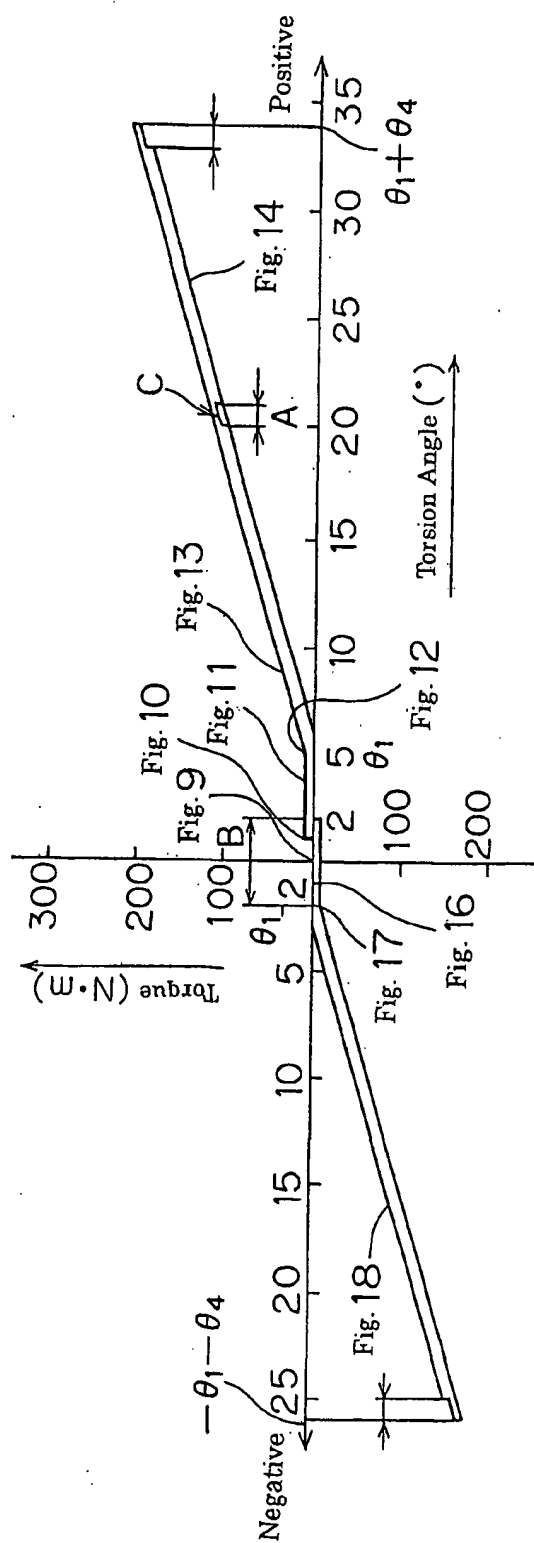


Fig. 20

